



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

NÁVRH EXPERIMENTÁLNÍ 3D TISKÁRNY NA BETON

DESIGN OF EXPERIMENTAL 3D PRINTER FOR CONCRETE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Richard Kafka

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Daniel Koutný, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Richard Kafka**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Daniel Koutný, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Návrh experimentální 3D tiskárny na beton

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

3D tisk se začíná uplatňovat i v odvětvích jako jsou architektura a stavební průmysl. Stavba domů aditivním způsobem je již realizována několika firmami v Číně, Rusku nebo USA. Konstrukce experimentální 3D tiskárny určené pro stavební hmoty umožní testování různých strategií a rychlostí nanášení cementových směsí při výrobě stavebních segmentů.

Cíle bakalářské práce:

Hlavním cílem je konstrukce nosných částí experimentální 3D tiskárny na beton s těmito parametry: tisková oblast 2 x 2 x 1,5 m, rychlost pojezdu v rovině XY 2m/s, rychlost v ose Z 0,1 m/s, hmotnost extruderu cca 50 kg.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- provést rešerši současných koncepcí 3D tiskáren na beton,
- navrhnout varianty koncepčního řešení experimentální 3D tiskárny,
- navrhnout konstrukční řešení nosných částí 3D tiskárny,
- zkontrolovat dimenzování nosných částí potřebnými výpočty.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, návrhový výkres, digitální data.

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 – 20 stran textu bez obrázků).

Struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2019.pdf

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, Ch.R., BUDYNAS, R.G.: Konstruování strojních součástí. Překlad 7. vydání, VUTUM, Brno 2010, 1186 s, ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem 3D tiskárny na beton určené pro tisk stavebních prvků, které nelze vyrobit tradičními metodami. Dále tiskárna umožňuje testování nových stavebních materiálů a jejich struktur v oblasti 3D tisku. V práci je provedena rešerše zabývající se existujícími metodami 3D tisku betonu a druhem tiskáren. Dále jsou zde popsány hlavní části tiskárny a jejich druhy. V druhé kapitole je provedena analýza poznatků z rešeršní části práce a výběr vhodného typu tiskárny. Praktická část se pak zabývá stanovením tří druhů koncepčního řešení, kde po porovnání z několika hledisek je vybrána jedna konkrétní varianta. Následující kapitola obsahuje detailní konstrukční návrh zvoleného koncepčního řešení, kde na základě sil a momentů vznikajících při tisku jsou voleny polohovací systémy, lineární vedení a pohony. Výsledkem je konstrukce rámové tiskárny využívající portálový systém tří na sebe kolmých os. Tiskárnu lze, díky své velikosti, umístit do výrobní haly, či do venkovních prostor.

KLÍČOVÁ SLOVA

3D tisk betonu, tiskárna na beton, rámová konstrukce, portálový systém

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with a structural design of 3D printer for concrete used for printing building elements which cannot be made by traditional methods. Printer allows testing new building materials and their structure in a part of 3D printing. In the thesis, the research was conducted into existing 3D concrete printing methods and kinds of printers. Next follows description of main parts of printer and their types. In the second chapter is analysed knowledge described in the previous chapter and based of the findings is chosen the most appropriated solution. The design part of the thesis specifies three types of conceptual solutions which are compared with multiple aspects and one of them is selected. The following chapter contains a detailed design of the selected conceptual solution, where positioning systems, linear guides and drives chosen based on the forces and moments arising during printing. The result is a frame printer design using a portal system of three mutually perpendicular axes. Due to its size, the printer can be placed outdoors or in a production hall.

KEYWORDS

3D printing of concrete, printer for concrete, frame printer design, gantry system

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KAFKA, Richard. *Návrh experimentální 3D tiskárny na beton*. Brno, 2019, 75 s. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Daniel Koutný, Ph.D.

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce doc. Ing. Danielovi Koutnému, Ph.D. za odborné vedení práce a cenné rady.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením doc. Ing. Daniela Koutného, Ph.D. a současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

V Brně 17. května 2019

.....
Richard Kafka

OBSAH

1	ÚVOD	13
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
2.1	Metody 3D tisku betonových směsí	14
2.1.1	Contour crafting	14
2.1.2	Concrete printing	15
2.1.3	D-Shape	15
2.2	Konstrukční řešení 3D tiskáren	16
2.2.1	Rámové tiskárny	16
2.2.2	Tiskárny s robotickým ramenem	18
2.2.3	Mobilní 3D tiskárny	19
2.3	Portálový systém	21
2.3.1	Posuvové lineární soustavy	22
2.3.2	Vedení posuvové soustavy	23
2.3.3	Pohony lineárních posuvových soustav	25
3	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	27
3.1	Analýza problému	27
3.2	Cíl práce	27
4	KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	29
4.1	Návrhy rámové konstrukce	29
4.1.1	Varianta A	29
4.1.2	Varianta B	32
4.1.3	Varianta C	35
4.2	Porovnání z hlediska setrvačných sil	36
4.3	Porovnání z hlediska momentového působení	37
4.4	Výběr nejvhodnějšího koncepčního řešení	37
5	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	39
5.1	Požadované parametry	39
5.2	Přehled jednotlivých subsystémů navržené tiskárny	40
5.3	Návrh osy Z	46
5.3.1	Volba druhu lineárního vedení	46
5.3.2	Volba druhu polohovacího systému	47

5.3.3	Předběžný návrh rozměrů a hmotností	47
5.3.4	Kontrola lineárního vedení	48
5.3.5	Kontrola polohovacího systému	50
5.4	Návrh osy Y	51
5.4.1	Volba druhu lineárního vedení	52
5.4.2	Volba druhu polohovacího systému	52
5.4.3	Předběžný návrh rozměrů a hmotností	52
5.4.4	Kontrola lineárního vedení	53
5.4.5	Kontrola polohovacího systému	55
5.5	Návrh osy X	57
5.5.1	Volba druhu lineárního vedení	57
5.5.2	Volba druhu polohovacího systému	58
5.5.3	Předběžný návrh rozměrů a hmotností	58
5.5.4	Kontrola lineárního vedení	60
5.5.5	Kontrola polohovacího systému	61
6	DISKUZE	65
7	ZÁVĚR	66
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	67
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	70
10	SEZNAM OBRÁZKŮ	73
11	SEZNAM TABULEK	75

1 ÚVOD

Technologie 3D tisku je vysoce rozvinutá oblast aditivních technologií, která nabízí široké možnosti ve většině odvětví průmyslu. Samotný 3D tisk neboli aditivní modelování je proces výroby, kdy nedochází k ubírání materiálu, ale naopak k přidávání materiálu do požadovaného tvaru. Mezi nejznámější a nejpoužívanější metody patří Fused Deposition Modeling (FDM), kdy dochází k nanášení materiálu vrstvu po vrstvě. Výhodou je relativně rychlá a levná výroba plastových či jiných součástí jakéhokoli tvaru bez zbytečného odpadu, například v porovnání s třískovým obráběním. V současné době se na scénu dostal 3D tisk betonových směsí. Tato technologie umožňuje stavbu domů, uměleckých děl či jiných tištěných objektů. Ve stavebním průmyslu to znamená snížení nákladů na stavbu i urychlení výstavby. Využitím aditivního způsobu stavby domů odpadá práce na stavbu bednění a dopravu materiálu. Tato nová generace strojů s využitím aditivních technologií se nachází na celém světě. V Číně, Rusku a východní Evropě vznikají oblasti, ve kterých se 3D tisknuté objekty stávají horkým zbožím. Hlavní výhodou technologie 3D tisku betonových směsí je skutečnost, že během výrobního procesu není zbytečně plýtván žádný materiál, což je více šetrné k životnímu prostředí než tradiční techniky. Protože je materiál při tisku ukládán již smísený, dosahuje se vyšší homogenity materiálu a vyšších rychlostí tisku oproti obyčejným stavebním metodám. Konkrétní 3D tisk betonových směsí je samozřejmě stále ještě ve vývoji, tudíž lze najít několik slabých stránek současné technologie. Například v důsledku viskozity použitých materiálů jsou konkrétní 3D tiskárny obecně méně přesné než plastové nebo kovové nanášené systémy. Jsou také celkově mnohem konstrukčně náročnější než jiné 3D tiskové systémy a mohou být také prohibitivně nákladné díky potřebné technologii a materiálům. Využitím 3D tisku lze vyrobit prvky různých tvarů. Obrázek 1-1 znázorňuje vytištěné stropní panely stanice Londýnského metra [1], které mají specifické zaoblení, jež je možné vyrobit pouze 3D tiskem. A právě za účelem takovéto svobody tisku, kdy nelze použít obyčejné stavební metody, bylo potřeba navrhnout vhodnou tiskárnu, kterou lze umístit do laboratoře, či výrobní haly.



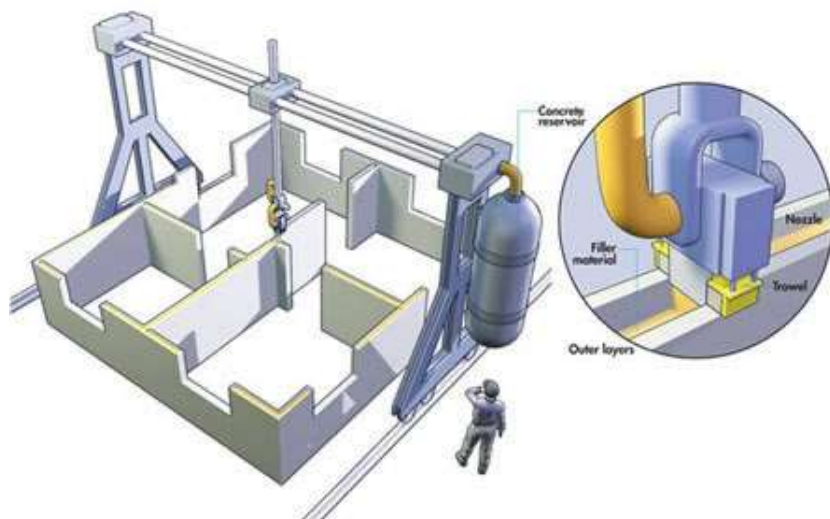
Obr. 1-1 Tištěné panely stanice Londýnského metra [1]

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Metody 3D tisku betonových směsí

2.1.1 Contour crafting

Metoda Contour crafting (obr. 2-1) je jedna z nejstarších metod v oblasti 3D tisku ve stavebnictví. První publikace o této technologii jsou udávány k roku 1988, zakladatelem společnosti Contour crafting Corporation (CCC), profesorem Behrokh Khoshnevis na Kalifornské univerzitě. Tato metoda je tzv. vrstvená výroba obrysů objektu s použitím namixované vytlačované směsi a následnou hladkou povrchovou úpravou. Originální tisková hlava, obsahující tři trysky a hladítka, nesena robotickým portálovým systémem, upravuje povrch tištěných konstrukcí. Hladkost vytlačování je dosažena omezením výtlačného průtoku ve svislém i vodorovném směru povrchem hladítka. Hladítko může být odkloněno, aby se dosáhlo neortogonálních povrchů, jako např. kupole nebo klenby. Původně byla tato technologie určena na výrobu prefabrikovaných betonových dílů, v současné době se využívá na stavbu celých betonových objektů [2]. V roce 2018 Ministerstvo obrany USA podepsalo smlouvu s se společností CCC, k vybudování 3D tiskárny pro účely nasazení rychlé reakce neboli rychlé výstavbě budov pro odstranění následků přírodních katastrof [3]. Dále tato metoda bude s největší pravděpodobností jedna z mála používaných pro stavbu objektů na jiných planetách.



Obr. 2-1 Metoda Contour Crafting společnosti CCC [4]

2.1.2 Concrete printing

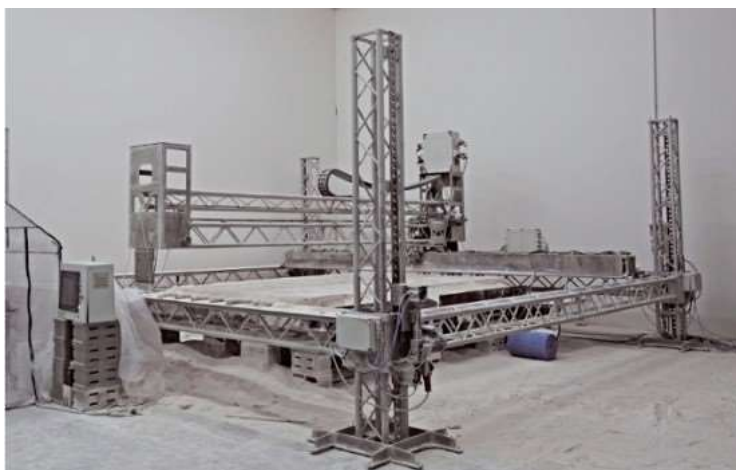
Další metodou je Concrete printing, znázorněný na obrázku 2-2. Tato technologie je založena na extruzi podobně jako Contour crafting. Liší se však rozlišením usazování pro dosažení vyšší tří dimenzionální svobody tisku. Dovoluje větší možnosti vnitřních a vnějších geometrií tištěné konstrukce. Jedním z vedlejších produktů tohoto procesu je výztuž v podobě žeber. Tato povrchová úprava je nutná z důsledku závislosti výsledné plochy na tloušťce vrstvy [2].



Obr. 2-2 Metoda Concrete printing [2]

2.1.3 D-Shape

Metoda D-Shape je 3D tiskový proces vyvinutý společností Enrico Dini, která používá oddělené nanášení prášku vytvrzeného pojivovým materiálem. Vrstvy práškové směsi, cementu a písku, určité tloušťky jsou položeny na pracovní místo a ztuhněny. Tisková hlava je složená ze 300 trysek, namontovaných na hliníkovém portálu jako na obr. 2-3. Portál se pohybuje přes celou plochu tisku a ukládá kapalné pojivo. Prášková směs reaguje s pojivem a tuhne, čímž vzniká betonová vrstva. Proces se opakuje pro každou vrstvu, dokud se nedosáhne požadované konstrukce. Po dokončení je pevná část vykopána z volného práškového lože. Nevytvrzený písek působí jako dočasná opora pro výše uvedené vrstvy, což umožňuje vyrábět různě složité tvary. Tato technologie umožňuje tisknout 3D modely přímo ze souboru do konkrétních betonových tvarů s vysokým stupněm volnosti. Takovéto tvary jsou nejen nesmírně obtížné dokonce nemožné získat jakýmkoli jiným tradičním způsobem výroby. Na druhou stranu tisk budov či jiných stavebních objektů je velmi pomalý, vzhledem k nutnému odstranění velkého množství nosného materiálu. Proto je tato metoda 3D tisku betonových směsí vhodná pouze pro výrobu unikátních konstrukcí nebo architektonických objektů [2].



Obr. 2-3 Metoda D-shape firmy Enrico Dini [2]

2.2 Konstrukční řešení 3D tiskáren

Sestava 3D tiskárny se skládá z tiskové hlavy se zabudovanou tiskovou tryskou neboli extrudéru, který je nesen konstrukcí tiskárny. Dále obsahuje pohyblivé členy a pohonné jednotky. Jejich uspořádání určuje geometrii tiskového prostoru, a tím i maximální rozměry tisknutého objektu. Tiskový prostor je určen koncovým referenčním bodem trysky, kdy se tryska pohybuje obvykle kolmo k podkladu. Ve zvláštních případech, například při dokončovacích pracích, může být extrudér z hlediska geometrie vykloněn z kolmé polohy. Ve stavebnictví se lze setkat se třemi základními druhy konstrukčního řešení tiskáren, určujícími geometrii pracovního prostoru.

2.2.1 Rámové tiskárny



Obr. 2-4 Rámová portálová konstrukce [5]

Tisková hlava se pohybuje na konstrukci ve formě rámového portálu (Obr. 2-4). Tiskový prostor u rámových tiskáren vychází z karteziánského pohybu tří os a má tvar kvádru. Zvláštním případem je tzv. delta konstrukce (Obr. 2-5), která je založena na třech svislých osách osazených do půdorysu rovnostranného trojúhelníku. Tiskový prostor má tvar polokoule.



Obr. 2-5 Rámová delta konstrukce [6]

Hlavní výhodou rámového konstrukčního uspořádání je nosnost konstrukce, a tedy i schopnost unést těžší tiskovou hlavu. Přesnost tiskového procesu rámových tiskáren je dána velikostí nejmenšího posunu krokového motoru a tím, že je tisk celého prvku možný v jedné poloze stroje. U rámových tiskáren o výšce přes několik podlaží přichází v úvahu možnost realizovat i více podlaží za sebou [6]. Velikost tiskového prostoru rámové konstrukce je dána výrobními rozměry tiskárny. Největší rámová tiskárna na světě o velikosti 12 x 12 x 12 metrů, postavena v Číně, dosahuje tiskové oblasti 100 m³ a váží 120 tun [7]. V případě větších rozměrů tiskového prostoru, a tedy i tiskárny, značně narůstá její cena. Rámové řešení s třemi stupni volnosti a menší univerzálnost extrudéru dovolují tisk pouze ve vertikálním směru. Při velkých rozměrech tiskového prostoru je použití omezeno topografií pozemku, neboť tiskárny jsou méně vhodné pro použití ve členitém terénu. Rámová konstrukce s uložení na dvou místech umožňuje rozšíření tiskového prostoru a mobilitu tiskárny ve formě kolejové dráhy, podobně jako u portálových jeřábů, což vyžaduje vodorovný povrch bez překážek pro založení pojezdové dráhy [8]. Rámové tiskárny nejsou kvůli svým rozměrům vhodné pro umístění přímo na poloze objektu. Tyto faktory předurčují rámové tiskárny spíše pro stacionární použití pro provádění základů nebo svislých nosných konstrukcí. Ideálními jsou pro výrobu menších komponent budov ve výrobních halách.

K rámovým tiskárnám je možno zařadit i originální konstrukci firmy Apis-Cor [9], kde nese tiskovou hlavu hybridní konstrukce kombinující výsuvný otočný sloup s výsuvným výložníkem (Obr. 2-6). Toto řešení o třech stupních volnosti vytváří tiskový prostor ve tvaru válce, který umožňuje maximální využití u kruhových, příp. mnohoúhelníkových staveb.



Obr. 2-6 Robotické výsuvné rameno firmy Apis-Cor [9]

2.2.2 Tiskárny s robotickým ramenem

Pohyb tiskové hlavy je řešen formou robotického ramene na bázi komerčního průmyslového robota (Obr. 2-7) s obvykle šesti stupni volnosti. Tiskový prostor je určený tvarem a objemem, který opíše referenční bod pracovní hlavičky (extrudéru) využitím všech možností pohybového systému [10]. Největší oblast využití lze najít v tisku svislých nosných konstrukcí, prefabrikátů, menších stavebních segmentů, a v dokončovacích pracích. Výhodné je využití u staveb, kde je tiskový prostor omezen, neboť tento typ tiskáren umožňuje tisk jen z jedné strany [11].



Obr. 2-7 Robotický 3D tisk firmy CyBe [11]

Výhodou tiskáren s robotickým ramenem jsou menší rozměry a hmotnost, jež snižují pořizovací cenu, náklady na dopravu a také na zprovoznění. Díky těmto vlastnostem se jeví vhodnější pro práce uvnitř budov, tedy zvláště pro dokončovací práce. Průmyslové roboty jako univerzální zařízení umožňují při osazení jinou koncovkou snadnou přeměnu z tiskárny na CNC frézu nebo na manipulátor pohybující s předměty pomocí chapadla či přísavky [10]. Více stupňů volnosti oproti rámovému řešení umožňuje větší variabilitu tisku, např. je možné tisknout v jiné než vertikální poloze. Nevýhodou oproti rámovým tiskárnám se může jevit menší tiskový prostor, to je ale vyváжено snadnou možností osazení na mobilní podvozek nebo na kolejovou dráhu, s jejichž pomocí se tiskový prostor zvětší na v podstatě neomezenou velikost [11].

2.2.3 Mobilní 3D tiskárny

Jedním z největších problémů u konkrétních 3D tiskáren je mobilita. Vzhledem k jejich velikosti a velikosti tištěných objektů, nejsou tiskárny schopny se lehce pohybovat. A zatímco je to hlavně nevýhodou pro klasickou FDM tiskárnu, konkrétní 3D tisk se stává více, či méně zastaralým, pokud nelze vytlačit konkrétní betonové předměty na místě. Konec konců budovy a jiné velké konstrukce musí být postaveny na určitých pracovištích, nikoli v 3D tiskové laboratoři. Za tímto účelem vznikly tzv. mobilní 3D tiskárny.



Obr. 2-8 Mobilní robotická tiskárna firmy CyBe RC 3Dp [12]

Tyto tiskárny nejsou pevně spojeny se zemí a jsou schopny přesunu během tisku, příp. mezi tiskovými stanovišti. Mobilní tiskárny existují v různých provedení, jako je například řešení na obrázku 2-8. Robotické rameno uložené na pásový podvozek umožňuje kombinovat mobilitu se stacionární polohou. Podvozek je použit pouze pro přejezd mezi tiskovými pozicemi, v nichž robot pracuje pevně vetknutý, tedy jako stacionární [12]. Přesnost tisku mobilních tiskáren je ovlivněna změnou polohy pracovních pozic stroje a je součtem přesnosti výroby robota a přesnosti polohovacího systému, určujícího koordinaci mezi pracovními pozicemi [12].

Velikost tištěných objektů je u mobilních 3D tiskáren omezena jen mobilitou přívodního systému materiálu a napájením. Výhodou mobilního řešení jsou v případě menších zařízení nižší pořizovací náklady na robota a nižší hmotnost. Mobilní roboty lze způsobem pohybu nebo pracovními nástroji specializovat na provádění různých druhů konstrukcí nebo procesů. Za účelem zvýšení produktivity je možné sestavit více robotů do skupin o větším počtu zařízení. Je ovšem nutno vyřešit jejich prostorovou koordinaci. Hlavní nevýhodou mobilní tiskárny nízká nosnost limitující použití větší tiskové hlavy. Využití mobilních tiskáren je nejvýhodnější pro tisk kompletačních konstrukcí a při dokončovacích pracích [12].



Obr. 2-9 Mobilní roboti Minibuilders [13]

Průkopnickým řešením plně mobilních robotů je projekt univerzity IAAC v Barceloně s názvem Minibuilders (Obr. 2-9), využívající tři různé druhy originálních minirobotů. První má pásový podvozek a je určen pro založení konstrukce. Druhý je založen na čelistovém podvozku, který pojíždí po již vytvořené stěně. Poslední robot využívá principu podtlakové přísavky a umožňuje vertikální pohyb po vytisknuté stěně. Možnosti 3D tisku touto technologií byly úspěšně prezentovány na tisku experimentální konstrukce, o pokračování projektu nejsou bohužel k datu psaní článku žádné dostupné informace [13].

2.3 Portálový systém

Portálový systém, využívaný jak u 3D tiskáren, tak například u automatizovaných manipulačních linek, se skládá z několika dílčích částí. Hlavní komponentou je posuvová lineární soustava, díky níž dochází k posuvnému pohybu jednotlivých os. Takovýto pohyb je realizován mechanismem pohonu (kuličkový šroub, ozubený hřeben, lineární motor), lineárním vedením, které zajišťuje přesnost pohybu, a samotné pohonné jednotky (krokový motor, servomotor).

Portálové systémy, mohou využívat celkovou kapacitu 96 % svého prostoru a velikosti [14]. Portálový systém má tři osy. Stejně jako jeho jmenovec a rozlišitelnější obří bratranec, portálový jeřáb, jsou obvykle zavěšeni na nosníku osy X nebo Y na pevné konstrukci. Souřadnice ve třech osách jsou obvykle definovány jako X, Y a Z. Každá osa je uspořádána v pravém úhlu, aby umožnila tři stupně pohybu. Portály jsou dále charakterizovány podporou na obou koncích nebo přidáním druhého členu. Na rozdíl od robotů ve stylu ramen lze portály snadno měnit ve větších rozměrech ve všech třech osách.

Velikost portálových rámových tiskáren, které se v současné době používají, se liší od malých laboratorních verzí až po 40 x 10 x 6,6 m (délka x šířka x výška) pro tisk velkých stavebních komponent. Obrázek 2-10. znázorňuje tříosý portálový systém, který byl vytvořen Technickou univerzitou v Eindhovenu v Nizozemsku, s nastavitelnou pracovní obálkou [15].



Obr. 2-10 Portálový systém rámové tiskárny [15]

2.3.1 Posuvové lineární soustavy

Volba vhodné posuvové soustavy je velice důležitá pro přesnost celého stroje. Na přesnosti posuvové soustavy je závislá i volba pohonu této soustavy, která musí počítat i se samotnou vůlí posuvové soustavy. Podle způsobu náhonu dělíme posuvové lineární soustavy na dvě kategorie, s rotačním pohonem a lineární motory.

Mezi přesnou posuvovou soustavu patří kuličkový šroub v kombinaci s kuličkovou maticí. Rotační pohyb je převeden na přímočarý díky obíhajícím kuličkám v závitech mezi šroubem a maticí (Obr. 2-11). Díky tomuto převodu je dosaženo nízkého valivého odporu a více než 90% mechanické účinnosti. Vzhledem k nízkému valivému odporu je dosaženo vysoké životnosti. Výhodou této soustavy je přesné polohování díky předepnutým maticím, které umožňují bezvůlový pohyb. Mezi nevýhody patří hlučnost při vyšších rychlostech, ohybové a torzní kmitání, vznikající se vzrůstající velikosti délky šroubu. Maximální délka šroubu je 6000 mm [16].



Obr. 2-11 Kuličkový šroub v kombinaci s kuličkovou maticí [17]

Další variantou je použití hřebenu s pastorkem (Obr. 2-12). Hřeben je upevněn k rámu stroje, a pastorek, poháněný motorem, převádí rotační pohyb na posuvný pohyb hřebenu. Tento typ posuvu se používá pro dlouhé pojezdy. Oproti kuličkovému šroubu zajišťuje menší tuhost a použití menších otáček. Provedení se šikmými zuby výrazně snižuje hlučnost. Hlavní nevýhodou použití této kinematické dvojice je její nesamosvornost, což vyžaduje většinou aplikaci brzdy jak pro svislé osy, tak při výpadku proudu. Velkou výhodou je neomezená délka lineárního pohybu. Velice často se využívají pro přesné polohování jako alternativa ke kuličkovým šroubům [16].



Obr. 2-12 Ozubený hřeben s pastorkem [17]

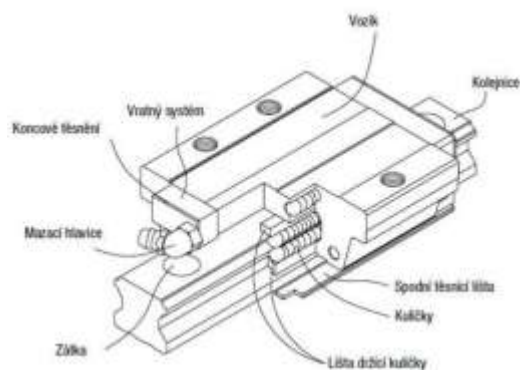
Poslední variantou posuvových soustav je lineární motor znázorněný na obrázku 2-13. Lineární motor pracuje na indukčním principu. V podstatě je to klasický rotační motor, který je rozvinutý do roviny a umožňuje lineární pohyb (do leva a doprava) bez převodu. Klasický pohon vykazuje v místech převodu (rotační motor – kuličkový šroub – lineární vedení) značné tření, pružnost a vůli. U lineárního motoru tyto nevýhody odpadají. Oproti kuličkovým šroubům mají posuvové soustavy s lineárním pohonem vyšší rychlosti i zrychlení a jsou jednodušší na výrobu. Nemají však takovou posuvovou sílu a přesnost odměřování [16].



Obr. 2-13 Vedení lineárním motorem [17]

2.3.2 Vedení posuvové soustavy

Přesnost vedení posuvové soustavy je velice důležitá pro samotný posuv. U vedení se klade důraz hlavně na přesnost, malé vůle a nízký posuvový odpor [16]. Mezi velice přesnou, avšak cenově náročnou variantu, patří vedení pomocí lineárních kolejnic (obr. 2-14). Toto vedení umožňuje velmi přesný, přímočarý pohyb pomocí valivých elementů kuliček nebo válečků [17]. Tyto elementy obíhají v broušených a kalených drahách vozíku a kolejnice. Výhodou je velmi vysoká únosnost, a tuhost při velmi nízkém valivém odporu. Díky konstrukci oblouku oběžných drah zachycuje jak síly, tak i momenty, ve vertikálním a horizontálním směru.



Obr. 2-14 Konstrukce lineárního kolejnicového vedení od firmy HIWIN [17]

Mezi další rozšířený typ vedení patří vedení pomocí vodící tyče, v kombinaci s kuličkovým pouzdem. Tato kombinace umožňuje přesný přímočarý pohyb po vodících tyčích. Tento pohyb je umožněn díky kuličkovým drahám v pouzdu, ve kterých obíhají kuličky. Kuličková pouzdra se vyrábějí ve dvou provedeních [17]. První provedení je otevřené kuličkové pouzdro znázorněné na obrázku 2-15. Toto pouzdro se používá v kombinaci s vodící tyčí podepřenou po celé jeho délce (Obr. 2-16). Otevřené pouzdro je vhodné hlavně pro vyšší zatížení, kde je díky podpoře v celé délce je zamezeno průhybu vodící tyče.



Obr. 2-15 Otevřené kuličkové pouzdro [18]



Obr. 2-16 Vodící tyč podepřená po délce v kombinaci s otevřeným kuličkovým pouzdem [18]

Vodící tyče se konstrukčně nevyrovnají přesností a tuhostí kolejnicovému vedení s vozíky. Pro modelářskou výrobu jsou však vyhovující pro jejich nižší cenu oproti kolejnicovému vedení. Kuličková pouzdra lze zatěžovat pouze radiálními silami, tudíž hlavní nevýhodou je neschopnost odolávat momentovému působení, které naopak kolejnicové vedení dokáže přenést [17]. V oblasti velkorozměrového 3D tisku stavebních směsí, kde je nutný posun těžké tiskové hlavy s ostatními komponenty, je výhodnější použít kolejnicové vedení.

2.3.3 Pohony lineárních posuvových soustav

Pohony přeměňují vstupní energii na mechanický pohyb. U 3D tiskáren nebo obecně CNC strojů se využívají elektromotory, a to nejčastěji servomotory nebo krokové motory. Kladené nároky jsou na plynulý bez rázový rozběh a brzdění, vysokou přesnost polohování a dostatečnou polohovou tuhost. Mezi nejvíce rozšířené motory v oblasti 3D tisku jsou krokové motory znázorněné na obrázku 2-17. Hlavním důvodem jejich velkého rozšíření je jejich cena, spolehlivost, bezúdržbový provoz, a hlavně u tohoto typu odpadá nutnost použití dodatečné odměřování polohy, při nízkém zatížení, kdy nedochází ke ztrátě kroku [18]. Odměřování není nutné používat hlavně pro jeho vlastnosti. Krokový motor se od běžného motoru liší hlavně způsobem otáčení. Krokový motor se neotáčí plynule, ale po tzv. krocích.



Obr. 2-17 Krokový motor od firmy HIWIN [17]

Výhodami krokového motoru jsou jednoduchost řízení, lepší cenová dostupnost než servomotory. Jejich nevýhodou je pak ztráta záběrného momentu při vysokých posuvech a při přetížení okamžitě dochází ke ztrátě kroku [17].

Další možností řízení posuvových soustav je použití servomotoru znázorněném na obrázku 2-18. Servomotory jsou motory, u kterých lze nastavit přesnou polohu natočení osy. V dnešní době se zejména používají servomotory obsahující integrovaný snímač polohy rotoru. Není nutné používat dodatečné odměřování polohy. Servomotory jsou přesnější než krokové motory díky zpětné kontrole snímačem. Mezi další výhodu lze zařadit i plynulost chodu oproti krokovému motoru. Servomotory jsou vhodné pro dynamicky náročné úlohy a lze je krátkodobě několikanásobně momentově přetížit [19].



Obr. 2-18 Servomotor od firmy HIWIN [17]

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3.1 Analýza problému

Z rešeršní části je patrné, že máme k dispozici tři druhy konstrukčního řešení 3D tiskáren. Předností rámového uspořádání je tuhost a nosnost konstrukce. Tiskový prostor je omezen velikostí tiskárny, a topografií stavebního prostoru. V případě delta konstrukce je tiskový prostor tvaru polokoule, tudíž pro rozlehlejší konstrukce je potřeba většího pracovního prostoru, proto tuto variantu dále neuvažuji. Použití robotického ramene je omezeno pouze pro tisk z jedné strany, proto se hodí zejména pro dokončovací práce, či tisk bednění. Hlavními výhodami tohoto typu 3D tisku je menší pracovní prostor, hmotnost a cena. Naopak značně menší nosnost omezuje použití větší tiskové hlavy, či jiných těžších nástrojů. Mobilní tiskárny jsou schopny přesunu během tisku, čímž lze dosáhnout většího rozsahu stavebních prací. Lze je stacionárně ukotvit, čímž se zvýší tuhost konstrukce. Podobně jako u pevně ukotveného robotického ramene, je hlavní nevýhodou nosnost konstrukce.

Z hlediska použití, zadané velikosti tiskového prostoru a nosnosti konstrukce, volím pro návrh experimentální tiskárny na beton variantu rámové konstrukce. Toto konstrukční uspořádání bude variantou portálového systému s možností posuvu jednotlivých os pomocí polohovací soustavy a lineárního vedení. Tisková rychlost rámových tiskáren se pohybuje od 0,1 do 0,4 m/s, záleží na konstrukci tiskárny a vlastnostech tisknutého materiálu. Pro návrh tiskárny budou použity zadané parametry rychlostí jednotlivých posuvů. Tyto rychlosti slouží pouze pro přesun tiskové hlavy při mimo tiskových operacích. Aby bylo dosaženo vhodné tiskové přesnosti, je potřeba počítat s dalším parametrem, a to rozjezdovou a brzdovou vzdáleností. Pro osu XY volím tuto vzdálenost na 300 mm, pro osu Z budu počítat se vzdáleností 200 mm.

3.2 Cíl práce

Navrhnout experimentální 3D tiskárnu na beton o velikosti tiskové oblasti (2000 x 2000 x 1500) mm. Tiskárna bude řešena jako rámová portálová konstrukce s posuvem v jednotlivých osách pomocí zvoleného polohovacího systému. Vstupními parametry jsou rychlosti, v rovině XY (2 m/s), v ose Z (0,1 m/s) a hmotnost extrudéru 25 kg. Pro návrh bude použita rozjezdová a brzdová vzdálenost v ose XY 300 mm, a v ose Z 200 mm.

Práce popisující návrh rámové tiskárny bude obsahovat následující kroky. První částí bude návrh variant koncepčních řešení, kde každá varianta bude detailně popsána a rozebrána z různých hledisek a parametrů. Následující krok se bude zabývat porovnáním všech navržených možností řešení 3D tiskárny a výběrem finální konstrukce. Další kapitola bude zaměřena na návrh konstrukčního řešení vybrané konstrukce, kde hlavním úkolem bude jednotlivě navrhnout a dimenzovat dílčí nosné části.

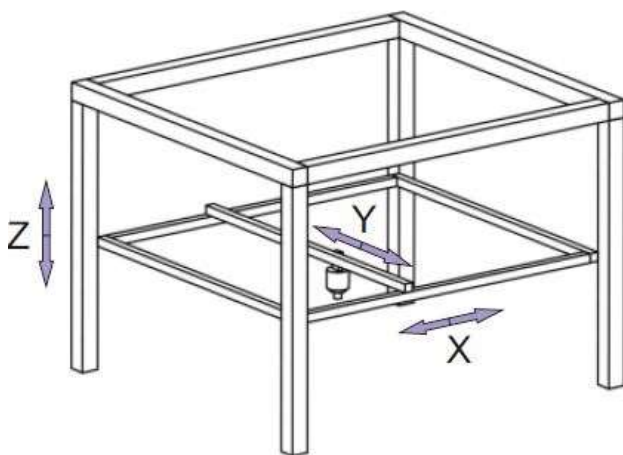
4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

Tato kapitola obsahuje základní možnosti řešení rámové konstrukce a pohybové soustavy. Koncepční řešení je provedeno pomocí tří variant uspořádání hlavních částí tiskárny. Tyto varianty jsou porovnány z hlediska setrvačných sil jednotlivých os portálového systému, a momentového působení na posuvové soustavy lineárního vedení ve všech osách. Všechny tyto porovnávací znaky jsou vyhodnoceny v souhrnné tabulce, a spolu s dalšími hledisky jako například cenový odhad lineárního vedení, či energetická náročnost, je vybrána konkrétní finální varianta.

Pro výběr koncepčního řešení je dále nutné uvažovat kritické situace a jejich chování na přesnost, tuhost či deformaci jednotlivých komponent. V jednotlivých variantách jsou tyto nežádoucí situace vyřešeny, a vyhodnoceny z různých hledisek. Tato část návrhu neobsahuje konkrétní výpočty, jsou zde vypsány pouze výsledné hodnoty. Pro stanovení hodnot porovnávacích hledisek jsou použity pouze odhadnuté parametry hmotností a vzdáleností, potřebných pro výpočet. Přesné výpočtové postupy jsou uvedeny v následující kapitole.

4.1 Návrhy rámové konstrukce

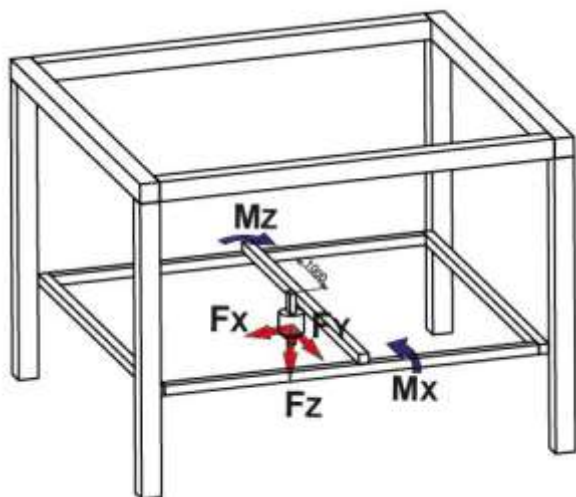
4.1.1 Varianta A



Obr. 4-1 Návrh koncepčního řešení rámové 3D tiskárny – varianta A

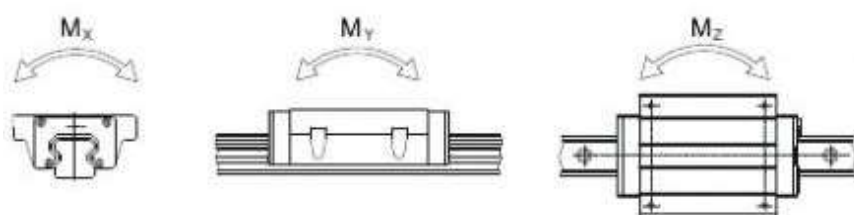
Jako první varianta (Obr. 4-1) je kombinace pevné rámové konstrukce s pohyblivým portálovým věncem. Věnc se pohybuje v ose Z po nohách konstrukce pomocí lineárního vedení. Tato konstrukce zajišťuje tuhost portálového systému, díky rovnoměrnému rozložení silových účinků do všech čtyř nosných částí. Při tisku se extrudér pohybuje v ose Y po samostatném nosníku, který je uložen svými konci na vedení portálového věnce. Pro dosažení dynamických účinků v ose X, oproti prvnímu pohybu, je vyvození potřebných sil značně náročnější, jelikož hmotnost setrvačných sil vzrostla o osu Y a její komponenty. Nevýhodou je použití většího výkonu motoru v ose Z, kvůli hmotnosti celého věnce a jeho částí. Pro přesný pohyb v téže ose bude muset být použito 4násobné množství délky lineárního vedení, oproti ostatním variantám, čím vzrostou výrobní náklady.

Vzhledem ke struktuře a vlastnostem tiskového materiálu se pracovní proces 3D tisku betonu obvykle rozděluje do tří pracovních pohybů. Hlavní tiskové pohyby jsou v rovině XY. Jsou to pohyby, kdy je tryska aktivní a vytlačuje vrstvu materiálu. Posuv v ose Z je vedlejší tiskový pohyb, který se nepoužívá při aktivním tisku, ale pouze pro posuv v jednotlivých vrstvách. Jedná se proto o metodu nanášení materiálu vrstvu po vrstvě. Jak již bylo zmíněno, tiskové rychlosti se pohybují okolo 0,4 m/s. Zadané parametry rychlostí jednotlivých os jsou ovšem mnohem větší, například v osách X, Y 2 m/s. Je to dáno tím, že pro přejezd tiskové hlavy, při mimo tiskových operacích, je možné vyvodit větší rychlosti a zrychlení. Při této části pracovního procesu mohou nastat některé kritické situace, jež mají vliv na přesnost, tuhost či deformaci jednotlivých komponent.



Obr. 4-2 Momentové a silové působení – varianta A

První kritická situace (Obr. 4-2) nastane při úhlopříčném pohybu a následném zastavení v brzdě vzdálenosti 300 mm. Totožná situace je při rozjezdu, kde rozjezdová vzdálenost je stejná jako brzdě. Jedná se totiž o rovnoměrně zrychlený přímočarý pohyb, kdy pro vyvození tiskové rychlosti 2 m/s je potřeba se získat zrychlení o velikosti $6,7 \text{ m/s}^2$. Setrvačné síly os, které musí překonat pastorek pohonné jednotky každé osy na hřeben tak, aby rozpohyboval nosný profil osy dle žádaných dynamických parametrů, způsobí nežádoucí ohybové momenty působící na osy portálového věnce. Nejkritičtější je místo ve středu tiskárny (1000 mm od nosných částí portálového věnce), kde síly působí na rameni nejdelší možné délky, čímž vznikají největší momenty. Při těchto tiskových situacích, momenty působí i na pojezdové vozíky lineárního vedení (Obr. 4-3), které je jsou schopny přenést pouze do určité hodnoty.



Obr. 4-3 Momentové působení na vozík lineárního vedení [17]

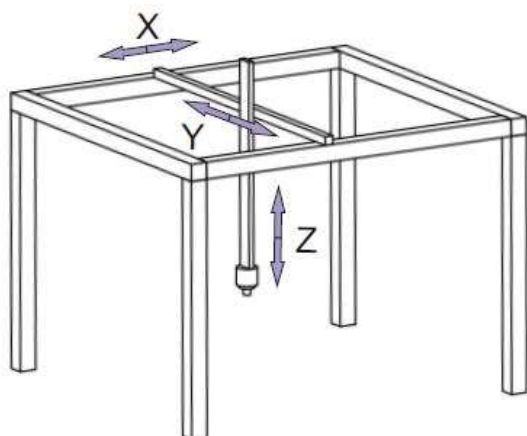
Tabulka 4-1 udává orientační hodnoty setrvačných sil pohybujících se os a momentových působení na lineární vedení osy X a Y. U této varianty konstrukčního uspořádání je patrné, že momenty působící na lineární vedení osy Y jsou minimální. Je to z důvodu malého vyosení extrudéru vůči nosníku, protože je potřeba uvažovat uchycení trysky a přívod tiskového materiálu.

Setrvačné síly			vedení osy X			vedení osy Y		
F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]	M_x [Nm]	M_y [Nm]	M_z [Nm]	M_x [Nm]	M_y [Nm]	M_z [Nm]
436	369	836	135	0	436	0	0	0

Tab. 4-1 Setrvačné síly a momentové působení – varianta A

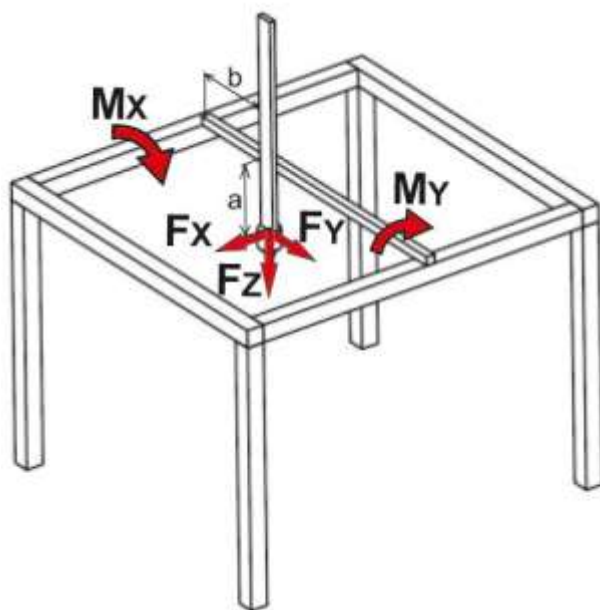
Další nevýhodnou situací je hlavní pracovní pohyb v nejvyšší pozici osy Z. V tomto případě je pevná rámová konstrukce tiskárny ovlivňována momenty, způsobenými vysoko umístěným těžištěm celé sestavy. Díky tomuto působení může dojít k deformacím a vzpěrné nestabilitě svislých nosných částí tiskárny. Při návrhu této koncepční varianty je nutné uvažovat s těmito kritickými situacemi. Jednotlivé části je potřeba dostatečně dimenzovat, aby nedošlo k nežádoucím následkům.

4.1.2 Varianta B



Obr. 4-4 Návrh koncepčního řešení rámové 3D tiskárny – varianta B

Řešení na obrázku 4-4 je složeno z pevné rámové konstrukce, pohyblivého nosníku osy Y, a výsuvného ramene s extrudérem v ose Z. Jak již bylo zmíněno v předchozí variantě, hlavní tiskový pohyb zprostředkovává osa X a Y. Vedlejším pohybem se v ose Z tisková tryska pohybuje mezi jednotlivými vrstvami materiálu. Tento pohyb je zprostředkován pomocí výsuvného ramene, kde je poháněn samostatnou pohonnou jednotkou. Hlavní nevýhodou tohoto koncepčního řešení pohybu osy Z je dvojnásobná pracovní výška tiskárny. Pro pohyb v ose Y je zapotřebí navrhnout konstrukční řešení pojezdového vozíku, který dovoluje pohyb výsuvného ramene v ose Z.



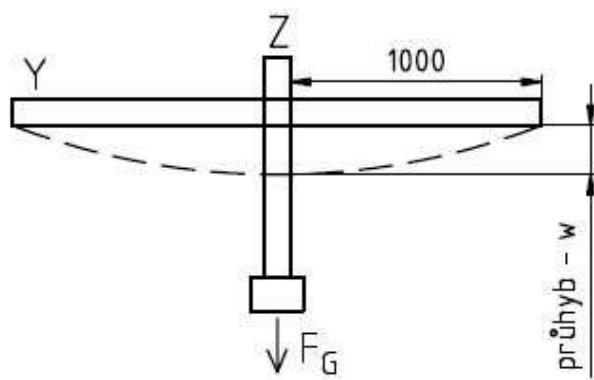
Obr. 4-5 Silové a momentové působení – varianta B

Jak již bylo řečeno v předchozí variantě, při tisku mohou nastat konkrétní situace, podle kterých je nutné návrh konstrukce tiskárny uzpůsobit. V případě tohoto koncepčního řešení nastává první nebezpečná situace při mimo tiskovém pohybu v rovině XY s maximálně vysunutým ramenem osy Z. Na obrázku 4-5 jsou znázorněny setrvačné síly, které musí vyvodit pastorek ozubeného hřebene, aby došlo k zrychlenému pohybu jednotlivých os. Při pohybu tiskové hlavy v rovině XY s maximálním vysunutím ramene (1500 mm) dochází k momentovému působení na nosník osy Y a X a jeho lineární vedení. Tento nežádoucí moment může způsobit nepřesnost pohybu, v horším případě trvalou deformaci vedení. Tabulka níže udává orientační hodnoty setrvačných sil a momentů působících na kolejnicové lineární vedení těchto dvou os.

Setrvačné síly			vedení osy X			vedení osy Y		
F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]	M_x [Nm]	M_y [Nm]	M_z [Nm]	M_x [Nm]	M_y [Nm]	M_z [Nm]
503	402	541	160	755	403	755	402	0

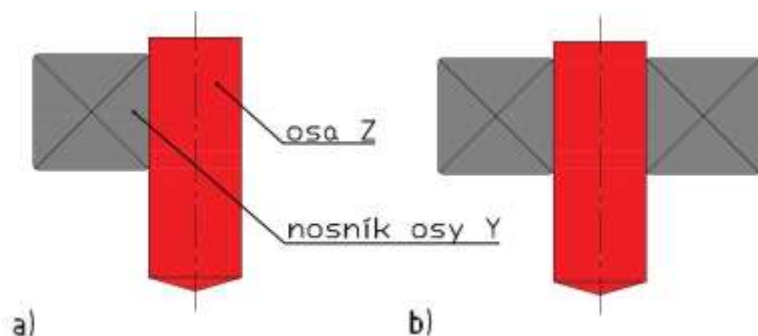
Tab. 4-2 Silové a momentové působení – varianta B

Další situace (Obr. 4-6) nastává při konkrétní pozici extrudéru ve středu nosníku osy Y (1000 mm od osy X). Jelikož došlo k navýšení hmotnosti osy Z o výsuvné rameno, pohonnou jednotku a jeho komponenty, vzrostla i její hmotnost. V tomto případě může dojít k průhybu nosníku, čímž se dosáhne nežádoucím nepřesnostem při tisku. Abychom se vyvarovali této situace, je nutné brát v úvahu více možností úpravy konstrukce tiskárny.



Obr. 4-6 Průhyb osy nosníku osy Y

Obrázek 4-7 znázorňuje první možnost eliminování deformace osy Y. Přidáním dalšího nosníku dojde ke snížení krouticího momentu vzniklého při zrychlení osy X s maximálním vysunutím ramene, a zároveň k možnosti použití menších průřezů nosníků, aniž by došlo ke stejnému průhybu. V případě dvojice nosníků je potřeba brát v úvahu dvojnásobek lineárního vedení, a spolu s hmotností obou nosných částí rostoucí setrvačné síly posuvných hmot.



Obr. 4-7 Varianty uchycení osy Y; (a) použití jednoho nosníku; (b) použití dvou nosníků.

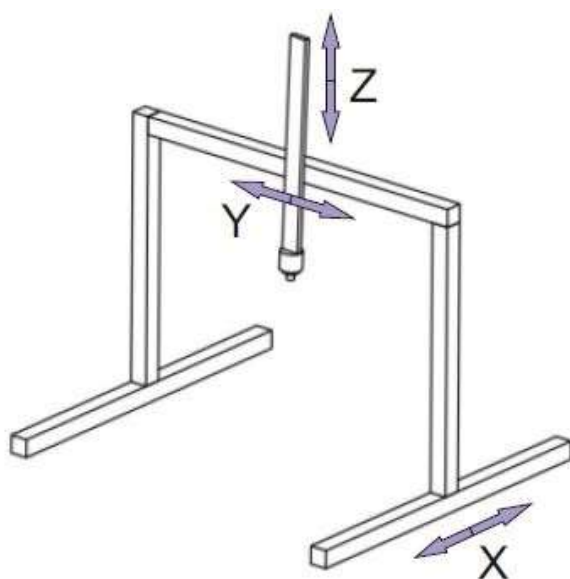
Druhou možností je změnit materiál nebo průřez nosníku. Se zvětšujícím se průřezem ale vzroste jeho hmotnost, čímž opět vzrostou setrvačné síly. Pro eliminaci deformací je tedy nutné porovnat obě varianty konstrukčních úprav osy Y z hlediska možného průhybu, hmotnosti a cenové náročnosti. Tyto parametry jsou spočítány pouze z odhadnutých hodnot jednotlivých komponent a údajů získaných z Ferona.cz [20]. Pro porovnání průhybů varianty s jedním nosníkem a se dvěma nosníky slouží níže uvedené parametry v tabulce 4-3. Jako porovnávací průřez je zvolen dutý čtvercový profil 80x3 o délce 2000 mm.

	Jeden nosník		Dva nosníky
rozměry	80x3	100x3	80x3
zátěžná síla [N]	700	700	350
kvadratický moment průřezu	88	177	88
průhyb [mm]	$2 \cdot 10^{-6}$	$9,9 \cdot 10^{-7}$	$9,9 \cdot 10^{-7}$
hmotnost [kg/m]	7	12	14
setrvačná síla v ose X [N]	717	750	764
ohybový moment Mx [Nm]	1076	1125	573

Tab. 4-3 Porovnání konstrukčních řešení osy Y

Z těchto hodnot je patrné, že použití dvou nosníků stejného průřezu, jako u varianty s jedním nosníkem, opravdu sníží hodnotu průhybu. Pro dosažení nejméně stejného průhybu u obou variant, je u jednoho nosníku nutné použití průřezu s dvojnásobným kvadratickým momentem, jak u dvou nosníků. Při pohybu tiskové hlavy v ose X s maximálně vysunutým ramenem bude docházet ke krouticímu momentu nosníku. Při použití dvojice nosníků tento moment klesne na polovinu, což nám umožní volbu lineárního vedení s menší momentovou únosností. Tím pádem se sníží náklady za vozíky lineární vedení přibližně o 20 %. Z hlediska větší hmotnosti výsuvného ramene s extrudérem a dalšími komponenty, kterou je nutné přesouvat v při pohybu v rovině XY, je výhodnější použití dvojice nosníků.

4.1.3 Varianta C



Obr. 4-8 Návrh koncepčního řešení rámové 3D tiskárny – varianta C

Poslední varianta (Obr. 4-8) se značně liší od prvních dvou koncepčních řešení. Hlavním znakem je absence pevné rámové konstrukce. Tiskový pohyb v ose X je proveden pohybem dvou nosných pohyblivých částí rámu. Pohyb v osách Z a Y je vyřešen stejně, jak u předchozí varianty, tudíž je opět potřeba dvojnásobná pracovní výška tiskárny. Výhodou tohoto typu konstrukce je větší tiskový prostor.

Podobně jako u předchozích variant koncepčních řešení, je potřeba počítat s nebezpečnými situacemi při tiskových operacích. V této variantě konstrukčního uspořádání 3D tiskárny je to situace nastávající při mimo tiskovém pohybu s minimálním vysunutím ramene osy Z, kdy je těžiště pohybujícího se portálu vysoko nad vedením osy X. Tisková hlava se pohybuje v rovině XY se zrychlením $6,7 \text{ m/s}^2$, které vytváří setrvačné síly působící na jednotlivé osy. Toto silové působení způsobuje nepříznivé momenty na lineární vedení. Tabulka 4-4 udává orientační hodnoty těchto sil a momentů.

Setrvačné síly			vedení osy X			vedení osy Y		
F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]	M_x [Nm]	M_y [Nm]	M_z [Nm]	M_x [Nm]	M_y [Nm]	M_z [Nm]
670	402	541	160	1155	670	855	603	0

Tab. 4-4 Silové a momentové působení – varianta C

Dalším důležitým úkolem u návrhu tohoto koncepčního řešení, je volba způsobu pojezdu v ose X. Tato osa bude muset být napevno přidělena k zemi, aby se při pohybu lineárního vedení neporušila jeho funkčnost. Dále je důležité, aby zvolené lineární vedení mělo dostatečnou statickou únosnost, jelikož ponese celou konstrukci tiskárny.

4.2 Porovnání z hlediska setrvačných sil

Jednotlivé varianty koncepčních řešení se liší setrvačnými silami při zadaném zrychlení, a to v důsledku rozdílných hmotností os. Tyto síly, ležící v těžišti každého portálu, musí překonat pastorek pohonné jednotky každé osy na hřeben tak, aby rozpohyboval nosný profil osy dle žádaných dynamických parametrů. Tabulka níže znázorňuje hodnoty tohoto silového působení pro všechny varianty koncepčního řešení. Tyto síly také ovlivní lineární vedení soustavy kroutícím a ohybovým momentem nosníku osy Y.

Varianta	F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]
A	436	369	836
B	503	402	541
C	670	402	541

Tab. 4-5 Porovnání všech variant z hlediska setrvačných sil

Z porovnávací tabulky je patrné, že varianta A je nejméně náročná na potřebné vyvození sil v osách X a Y. Je to dáno díky tomu, že toto koncepční řešení neobsahuje výsuvné rameno v ose Z, čímž se oproti ostatním řešením zmenšila hmotnost posouvajících se částí konstrukce. Naopak pro vyvození posuvu v ose Z je tato varianta nejméně energeticky výhodná, jelikož je potřeba pohybu celého portálového věnce. Pro tuto variantu bude potřeba použití motoru s větším kroutícím momentem než u ostatních variant. Jelikož je pohyb veden lineárním vedením na každé ose rámové konstrukce, bude potřeba dvou synchronizovaných motorů, popřípadě rozvedení kroutícího momentu pomocí rozvodové tyče. Čímž vzrostou náklady na pohon.

4.3 Porovnání z hlediska momentového působení

Určujícím parametrem tohoto hlediska je momentové působení na lineární vedení portálového systému v jednotlivých osách. Tyto momenty jsou vyvozeny působením setrvačných sil vznikajících při zrychlení v největší vzdálenosti od jednotlivých os. Tabulka 4-6 udává hodnoty všech variant koncepčního řešení.

Varianta	vedení osy X			vedení osy Y		
	M _x [Nm]	M _y [Nm]	M _z [Nm]	M _x [Nm]	M _y [Nm]	M _z [Nm]
A	135	0	436	0	0	0
B	160	755	503	755	402	0
C	160	855	570	855	603	0

Tab. 4-6 Porovnání všech variant z hlediska momentů

Porovnáním všech tří variant koncepčních řešení lze vypožorovat, že varianta A je zatížena minimálním momentem působícím na posuvový vozík v ose Y. Opět je to dáno absencí konstrukčního prvku, nosného výsuvného ramene osy Z, a minimálním vyosením extrudéru vůči nosníku z důvodu uchycení a přívodu materiálu. Jak již bylo zmíněno výše u varianty B, nežádoucí momenty, vznikající při vysunutí ramene vertikální osy, lze zmenšit použitím dvou nosníků. Nosníky obsahují lineární vedení, kde každý přenesse polovinu těchto momentů. S takovou to konstrukční úpravou lze také dosáhnout možnosti použití nosníků menších průřezů, aniž by došlo ke značnému navýšení hmotnosti, a tím setrvačných sil. Lineární vedení osy X bude nejvíce namáháno u varianty C, protože pro posuv v této ose je nutné rozpohybovat celou konstrukci tiskárny.

4.4 Výběr nejvhodnějšího koncepčního řešení

Při porovnání z hlediska setrvačných sil vzniklých při pohybu jednotlivých os portálového systému, a momentového působení na lineární vedení v různých osách se zdá nejlepší varianta A. Je to dáno absencí výsuvného ramene osy Z, kde při maximálním vysunutí je lineární vedení namáháno nejvíce. Z energetického hlediska je ale patrné, že síla potřebná pro vyvození pohybu v ose Z je v tomto případě největší ze všech variant. Je to způsobeno hmotností portálového věnce a jeho komponent. Tím pádem je potřeba použití výkonnější pohonné jednotky. Další aspektem pro výběr nejvhodnějšího koncepčního řešení je potřebná délka kolejnic lineárního vedení. Cenově nejnáročnější je varianta A, jejíž cena za kolejnice lineárního vedení je přibližně o 60% vyšší než varianta B.

Po důkladném zvážení, jednotlivých variant koncepčního řešení konstrukce 3D tiskárny, byla zvolena konstrukce tiskárny varianty B. Tato koncepce byla vybrána především proto, že z hlediska cenové a energetické náročnosti se zdá být nejvýhodnější. Nevýhodou této varianty je sice dvojnásobná pracovní výška, ale z hlediska budoucího umístění v laboratoři či hale, je to téměř nepodstatné. Při návrhu této koncepční varianty je nutné uvažovat s dříve uvedenými kritickými situacemi. Jednotlivé části je potřeba dostatečně dimenzovat, aby nedošlo k nežádoucím následkům. K eliminaci deformací a snížení momentového působení vzniklého při vysunutí ramene je výhodnější použití dvou nosníků menších průřezů, než jednoho nosníku většího průřezu. Pro pohyb v téže ose je zapotřebí navrhnout konstrukční řešení pojezdového vozíku, který dovoluje pohyb výsuvného ramene v ose Z.

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

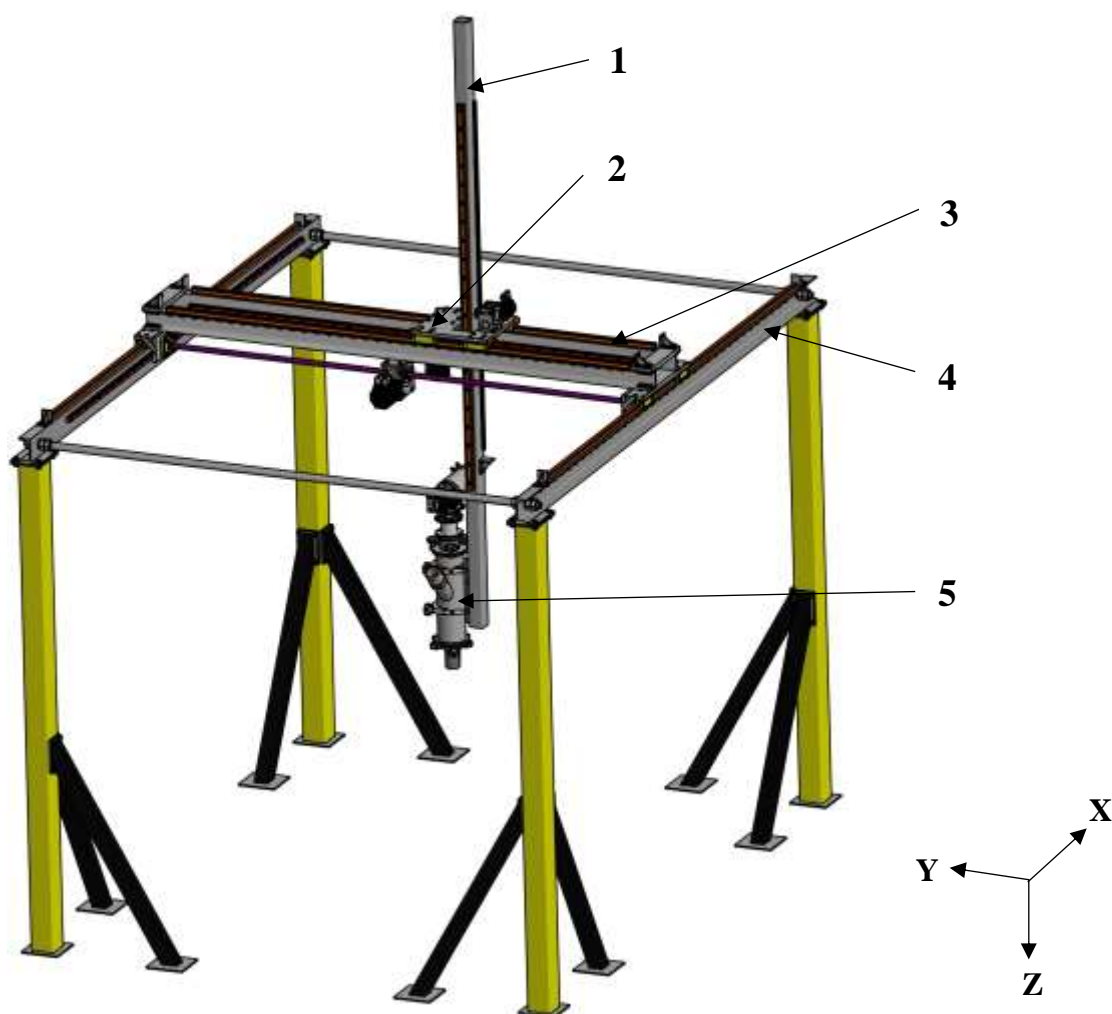
5.1 Požadované parametry

Hlavním parametrem tiskárny je velikost tiskové oblasti. Rámová konstrukce má být uzpůsobena pro tisk betonových segmentů o maximální velikosti 2000 x 2000 x 1500 mm. Tomu budou také odpovídat dráhy pohybu jednotlivých os. Maximální rychlost horizontálních pohybů byla zadána a činí $v_{x,y} = 2 \text{ m/s}$. Rychlost vertikálního pohybu je z důvodu posuvu extrudéru mezi jednotlivými vrstvami, značně menší a činí $v_z = 0,1 \text{ m/s}$. Při mimo tiskových operacích, kdy extrudér nevytlačuje materiál, ale potřebuje se přesunout maximální rychlostí z jednoho místa do druhého, je zásadní velikost zrychlení u horizontálních os. Toto zrychlení ovlivňuje výsledný čas tisku a tím jeho cenu. Pro zajištění daného zrychlení je potřeba stanovit rozjezdovou a brzdovou dráhu, během které je tiskárna schopna vytvořit žádané dynamické parametry. U horizontálních os jsem tedy zvolil vzdálenost o velikosti $s = 300 \text{ mm}$. Tabulka 5-1 udává výsledné zrychlení jednotlivých os pro dosažení maximální rychlosti. Při tisku nepůsobí na extrudér žádná vnější síla, a tak na jednotlivé osy působí pouze setrvačná síla a hmotnost samotných os.

osa	X	Y	Z
rychlost $v \text{ [m/s]}$	2	2	2
zrychlení $a \text{ [m/s}^2\text{]}$	6,7	6,7	0,1

Tab. 5-1 Zrychlení os

5.2 Přehled jednotlivých subsystémů navržené tiskárny



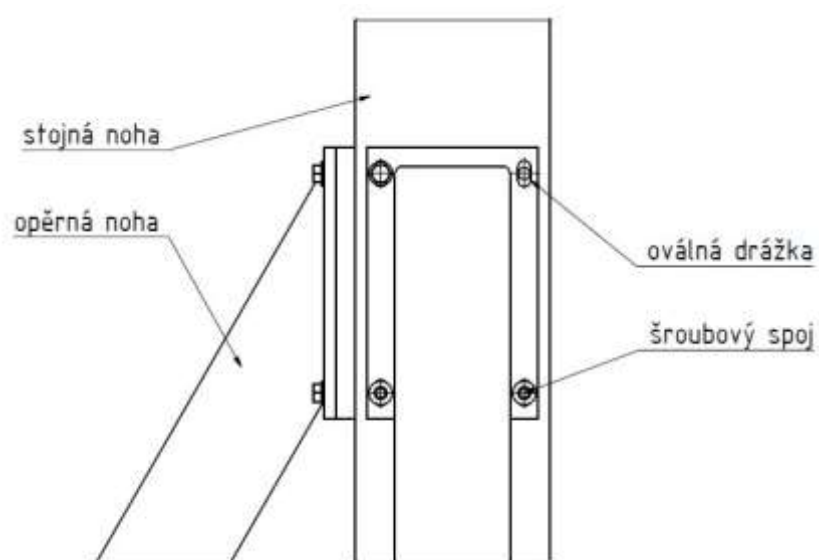
Obr. 5-1 Konstrukce 3D tiskárny na beton; (1- osa Z, 2- pojezdový vozík osy Y, 3- portál, 4- rám tiskárny, 5- tisková hlava);

Konstrukce tiskárny (Obr. 5-1) je navržena jako rámová konstrukce s portálovým systémem tří na sebe kolmých os. Osa Z (1) nesoucí aktivní tiskovou hlavu (5) umožňuje vertikální posuv. Horizontální posuv v ose Y (2) je zajištěn pomocí pojezdového vozíku (2) obsahující, jak polohovací systém osy Z, tak osy Y. Posuv po šířce tiskárny je proveden pohybem celého portálu (3) po kolejnici lineárního vedení umístěného na rámu tiskárny (4).

Základní pevnou částí rámové konstrukce zobrazené na obrázku 5-2 jsou stojné nohy (3), které jsou z dutých ocelových profilů tvaru čtverce. Každá stojná noha je z důvodu stability podepřena dvěma opěrnými nohami (4). Na obrázku 5-3 je detailní pohled na spojení stojné nohy s opěrnou pomocí šroubů, kde lze pomocí oválné drážky ve stojné noze lze ustavit opěrnou nohu podle nerovného povrchu země. Celá konstrukce by po montáži měla být přišroubována k zemi, aby nedošlo k nepřesnosti tisku vlivem setrvačných sil vznikajících při maximálním zrychlení tiskové hlavy.

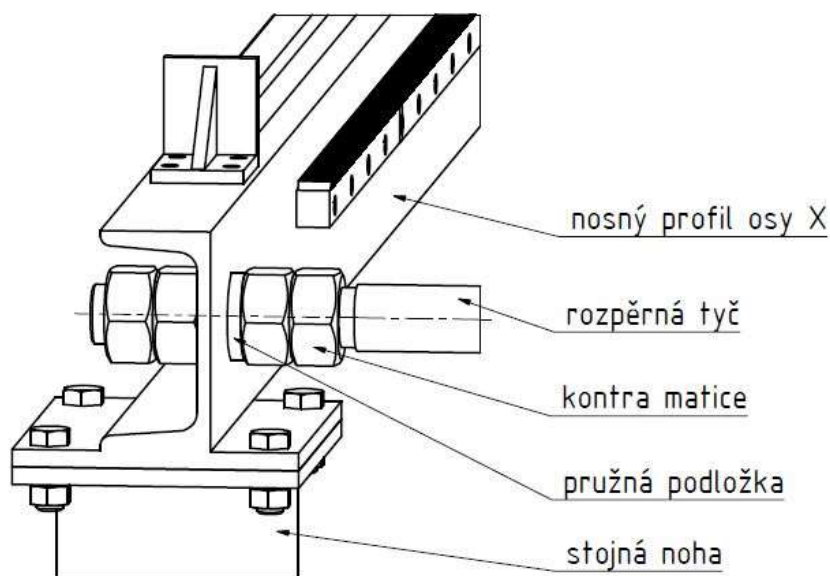


Obr. 5-2 Rám tiskárny; (1- rozpěrná tyč, 2- hlavní nosník, 3- stojná noha, 4- opěrná noha);



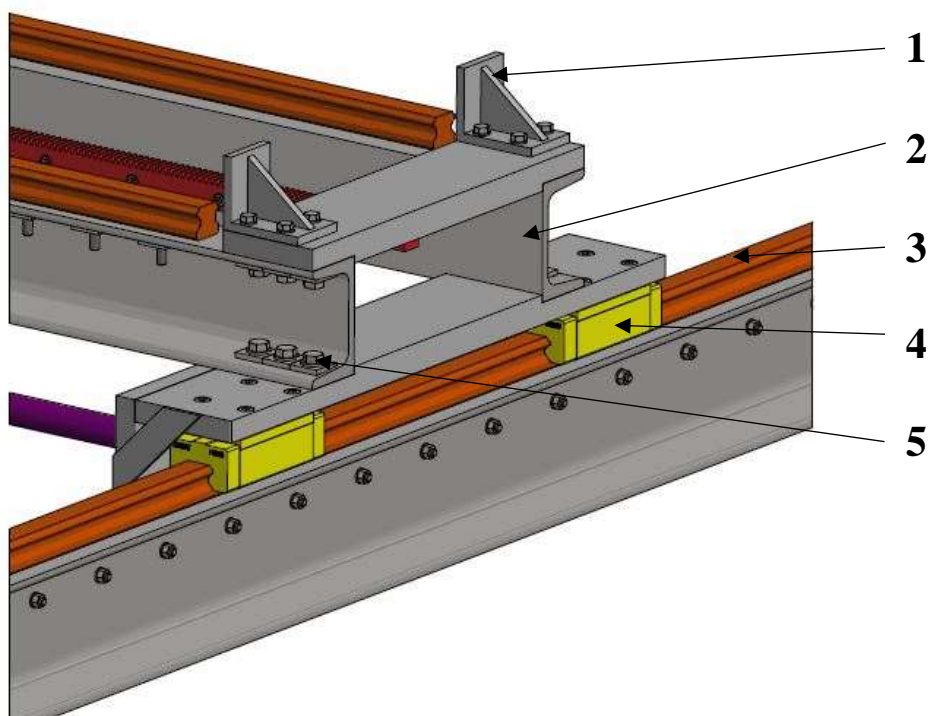
Obr. 5-3 Spojení noh

Nosnou částí osy X, která je hlavním nosníkem konstrukce tiskárny, je ocelový profil tvaru U podepřený na každém konci stojnou nohou. Na obou částech jsou navařené plechy, které jsou k sobě následně přišroubovány. Jelikož nejsou protilehlé části rámu k sobě spojeny pevnou konstrukcí tiskárny, z důvodu snazší manipulace s komponenty při montáži, je potřeba vyladit rovnoběžnost pro přesné vedení portálu. K tomu slouží rozpěrná tyč, znázorněná na obrázku 5-4, tvořená dutým profilem, z důvodu snížení hmotnosti. Konce jsou opatřeny závitem s kontra maticemi a pružnou podložkou. Takto lze podle potřeby poupravit přesnou polohu vedení po montáži kolejnice na nosník.

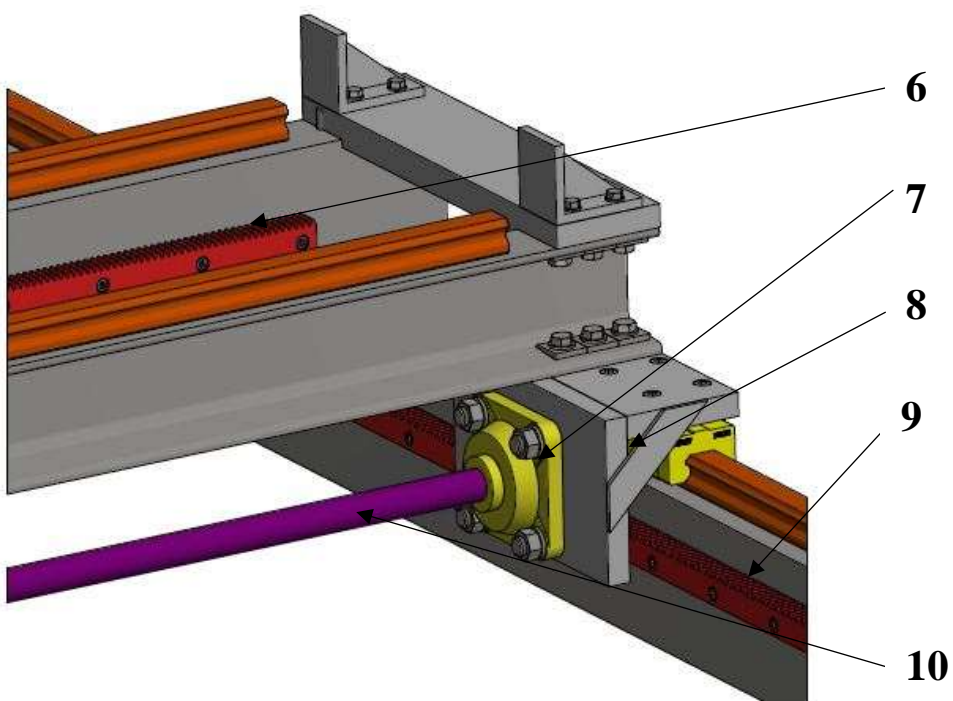


Obr. 5-4 Spojení rozpěrnou tyčí

Na hlavním nosníku rámu tiskárny (Obr. 5-5) jsou uloženy kolejnice (3), po kterých se pohybuje portál, nesoucí pojezdový vozík osy Y. Portál zajišťuje tiskový pohyb v ose X, a je na každé straně opatřen dvěma vozíky lineárního vedení (4). Montáž nosníků (5) je provedena pomocí šroubů a podložek dle DIN 434 pro tento typ profilu. Zarážky (1) slouží k možnému vyjetí pojezdového vozíku z kolejnic při případné poruše řídicího systému. Na vnitřní straně portálu je umístěn ozubený hřeben (6) zajišťující přímočarý pohyb pastorku v ose Y. Pohyb portálu je zajištěn pomocí jedné pohonné jednotky, jejíž krouticí moment je rozveden na obě strany pomocí rozvodové hřídele (10), na jejíž koncích je pastorek zabírající na hřeben osy X (9). Hřídel je z důvodu velké rozvodné vzdálenosti uložena v ložiskovém domku (7). Uložení pojezdové sestavy osy X (8), obsahující ložiskový domek, je vyrobeno ze svařené konzoly, nesoucí nosné profily osy Y a váhu celého portálu. Detailní pohled na uložení pastorku na rozvodové hřídeli je znázorněno v následující kapitole.

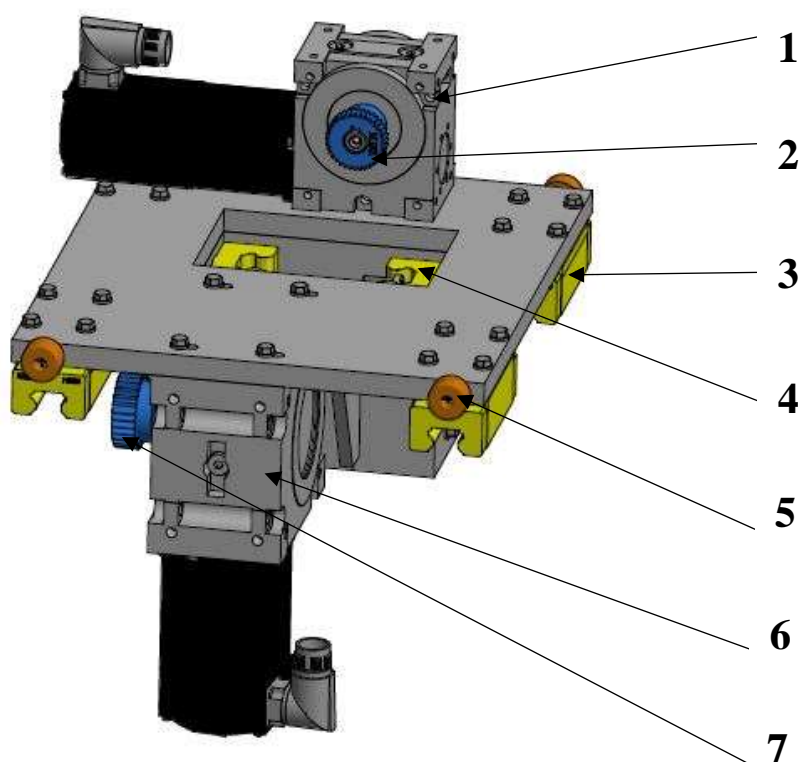


Obr. 5-5 Uložení portálu; (1- zarážka, 2- profil U, 3- kolejnice osy Y, 4- kuličkový vozík, 5- montáž nosníků);



Obr. 5-6 Uložení portálu; (6- ozubený hřeben osy Y, 7- ložiskový domek, 8- uložení pojezdové sestavy portálu, 9- hřeben osy X, 10- rozvodová hřídel);

Posuv ve vertikálním a zároveň v horizontálním směru je zajištěn pojezdovým vozíkem (Obr. 5-7) pohybujícím se po portálu. Pohyblivá konstrukce vozíku je nesena čtyřmi vozíky lineárního vedení (3). Dále obsahuje pohony osy Y (1) a Z (6), které jsou opatřeny pastorky zabírající s ozubenými hřebeny, čímž se dosáhne přeměny rotačního pohybu motoru na pohyb přímočarý. Montáž převodové skříně je provedena pro obě osy pomocí šroubů s možným posuvem v oválné drážce, za účelem zajištění funkčního záběru pastorku s hřebem. Jak již bylo dříve zmíněno, osa Y obsahuje zarážky omezující posuv mimo tiskový prostor. Ke zmírnění nárazu jsou na bocích pojezdového vozíku využity silentbloky (5).

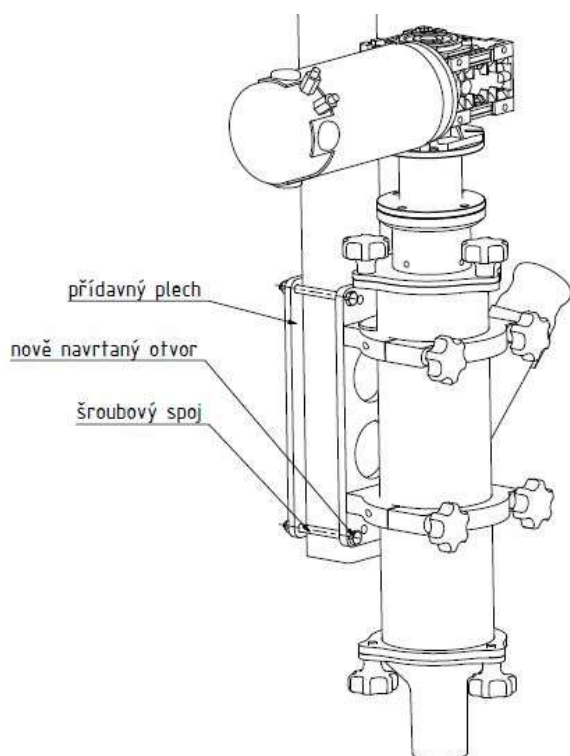


Obr. 5-7 Pojezdový vozík; (1- pohon osy Z, 2- pastorek osy Z, 3- vedení osy Y, 4- vedení osy Z, 5- silentblok, 6- pohon osy Y, 7- pastorek osy Y);

Pro návrh konstrukce tiskárny byla použita, již navržená a realizovaná, aktivní tisková hlava [26] (Obr. 5-8), obsahující šnek s lopatkami pro neustálé míchání materiálu. Tento nástroj je uzpůsobený pro tisk betonové směsi s přídavkem kameniva, či jiných složek. Tělo extrudéru nese převodovou skříň s elektromotorem, kolmým na jeho osu, a má nesymetrické rozměry. Proto je potřeba, za účelem dosažení žádané tiskové oblasti, zvětšit rozměry celé rámové konstrukce. Tento model má specifické uchycení, a je rozměrově nekompatibilní na navržené výsuvné rameno. Tudíž bylo potřeba navrhnout nový způsob spojení těchto dvou částí. Obrázek 5-9 zobrazuje zvolenou variantu, kde jsou v plechu na extrudéru vyvrtány nové otvory, a následně je pomocí šroubů, a protilehlého plechu, provedena montáž k rameni osy Z. Přívod materiálu je možné realizovat protažením přívodní hadice skrz výsuvné rameno osy Z, čímž se lze vyvarovat možným zachycením o jíž vytisknutý betonový prvek. Proto bude potřeba vyrobiť otvor do boku nosného ramene.



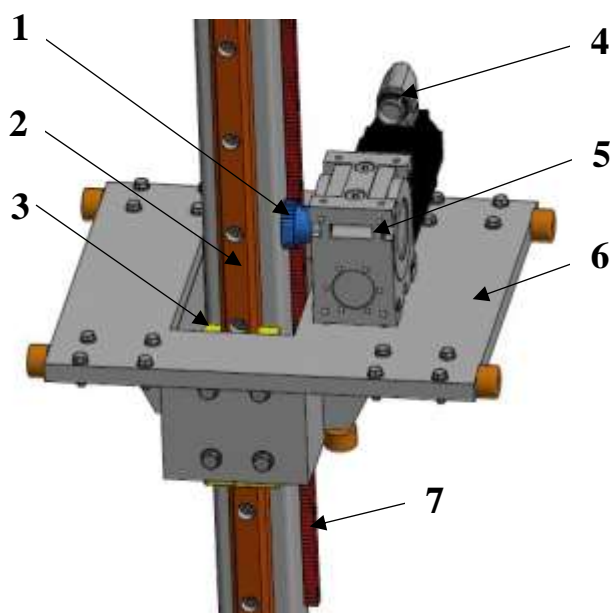
Obr. 5-8 Model extrudéru [26]



Obr. 5-9 Uchycení extrudéru

5.3 Návrh osy Z

Osa Z (Obr. 5-10) je vertikální osa, zajišťující posuv mezi vrstvami tisknutého materiálu. Jako první při návrhu osy Z bylo zvolení komponentů polohovacího systému a lineárního vedení. Následně byl vytvořen model a zjištěna poloha těžiště a hmotnost celé osy. Poté následovala kontrola z hlediska statické únosnosti vedení, a kontrola zvoleného pohonu. Pohon (4) s převodovou skříní (5) je umístěn na pojezdovém vozíku osy Y (6), tudíž jeho hmotnost osu Z neovlivní. Na osu působí váha samotného výsuvného ramene obsahujícího extrudér, polohovací systém (7), kolejnice lineárního vedení (2) a hadice s příívodem materiálu. A to jak od tíhového zrychlení, tak i od zrychlení os X a Y. Jednotlivé zrychlení v horizontálních osách s maximálním vysunutím ramene osy Z způsobují ohybové momenty působící na vozíky. Maximální rychlost posuvu v této ose je stanovena na 0,1 m/s.



Obr. 5-10 Konstrukční uspořádání osy Z; (1- pastorek; 2- kolejnice;
3- kuličkový vozík; 4- servomotor; 5- převodovka;
6- pojezdový vozík osy Y; 7- ozubený hřeben);

5.3.1 Volba druhu lineárního vedení

Pro osu Z bylo možné použít pouze vedení valivé, a to z důvodu vyskytujících se momentů při zrychlení horizontálních os. Osa má jen minimální pohyb a není požadována vysoká plynulost chodu. Proto bylo zvoleno kuličkové valivé vedení od výrobce HIWIN typ HGH s profilovanou kolejnicí [8].

5.3.2 Volba druhu polohovacího systému

Jedná se o vertikální osu, a tak na pohon neustále působí tíhová síla. Proto bylo dobré použít některý ze samosvorných systémů. Vzhledem k tomuto požadavku a na základě předchozí rešerše jednou z možností bylo použití samosvorného systému pomocí kuličkového šroubu. Vzhledem k zadané rychlosti bylo nutné uvažovat s následnou volbou převodové skříně, kde je převodem dosaženo malých otáček. Zvolením samosvorné převodovky lze použít i převod pomocí ozubeného hřebene s pastorkem. Na základě jednodušší konstrukce osy Z při použití hřebenu byla zvolena tato varianta. Výhoda tohoto systému je v přesnosti i při velkých otáčkách, malém momentu setrvačnosti a nižší ceně, oproti pohonu šroubem. Mezi nevýhody patří použití převodovky a umístění motoru na pohybující se části osy Y.

5.3.3 Předběžný návrh rozměrů a hmotností

Tento krok byl důležitý pro následné výpočty velikostí a pohonu, protože pomocí těchto hodnot bylo možné stanovit zatížení jednotlivých vozíků pohonu. Pro návrh jsem použil vedení HIWIN HGH velikosti 30, pastorek s přímými zuby, modulem $M_Z = 1 \text{ mm}$, úhlem záběru $\alpha_Z = 20^\circ$ a počtem zubů $z_Z = 36$, který při použití šnekové převodovky HPG 30 firmy Güdel [21] o převodu $i_Z = 10$ zajistí, že při maximální rychlosti budou otáčky motoru dle vzorce (1) $n_Z = 22,5 \text{ ot/min}$. Motor tak bude optimálně využit. Šneková převodovka byla zvolena především z důvodu samosvornosti.

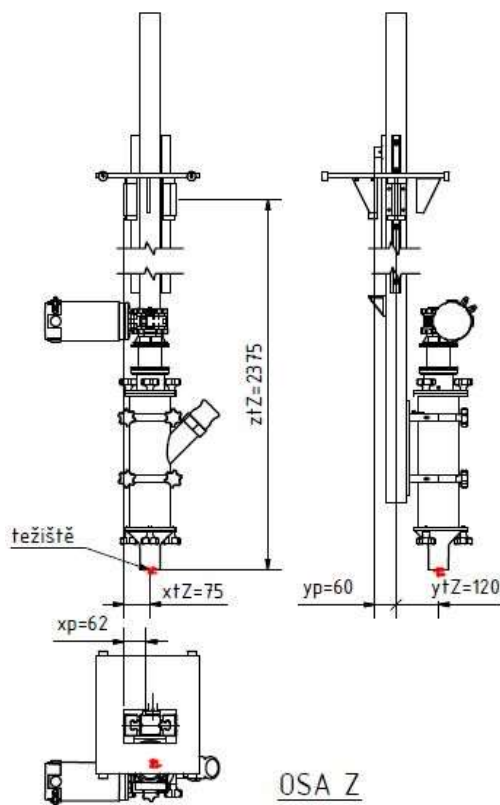
$$n_Z = \frac{v_Z \cdot i_Z}{\pi \cdot M_Z \cdot z_Z} = \frac{100 \cdot 10}{\pi \cdot 1 \cdot 30} = 0,37 \text{ s}^{-1} = 22,5 \text{ ot/min} \quad (1)$$

Pomocí softwaru Autodesk Inventor 2017 byl vytvořen model výsuvného ramene osy Z, osazeného dvěma protilehlými vozíky HIWIN HGH 25HA. Software určil hmotnost sestavy na 60,018 kg, kterou lze považovat pouze za teoretickou, jelikož zde není uvažovaná hmotnost betonové směsi. Pro výpočet byl uvažován objem tisknutého materiálu v tiskové hlavě a v hadici o hmotnosti 20 kg. Jako celkovou hmotnost osy Z bylo počítáno s větší hodnotou, která činí $m_Z = 85 \text{ kg}$. Polohu těžiště nelze přesně určit, jelikož není k dispozici přesný model tiskové hlavy, která je navíc ovlivněna aktuálním přívodem materiálu. Pro následné výpočty, u všech tří os, bylo počítáno s polohou těžiště k ose X ve středu těla extrudéru, k ose Y taktéž, a ose Z v největší možné vzdálenosti, čímž došlo alespoň částečně k dimenzování tuhosti uložení vozíků a nosných částí konstrukce. Jelikož není pohon osy Z umístěn na téže ose, neovlivní celkovou hmotnost. Pro další výpočty bylo nutné stanovit předběžný potřebný kroutící moment motoru podle vztahu (2) a určit tak velikost motoru a převodovky. Požadovaný kroutící moment motoru byl předběžně zvolen na $M'_{mZ} = 0,013 \text{ Nm}$. Výše uvedeným požadavkům nejvíce vyhovuje samosvorná šneková převodovka firmy Gudel [29] o převodu $i_Z = 10$.

$$M'_{mz} = \frac{a_z \cdot m_z \cdot M_z \cdot z_z}{2 \cdot i_z \cdot \eta_{pz}} = \frac{0,1 \cdot 85 \cdot 0,001 \cdot 30}{2 \cdot 10 \cdot 0,9} = 0,013 \text{ Nm} \quad (2)$$

5.3.4 Kontrola lineárního vedení

Tento odstavec se věnoval kontrole zvoleného lineárního vedení z hlediska statické únosnosti, životnosti a momentového působení. Na základě vzdálenosti těžiště od os vozíků bylo stanoveno ekvivalentní statické zatížení. Všechny zatížení bylo nutné násobit bezpečnostním faktorem. Pro zatížení s malými rázy je vhodné volit faktor v rozmezí (1,25 – 3), a proto byl zvolen $f = 1,5$. Výpočet momentového zatížení M_{yz} od tíhové síly, zrychlení osy X a radiální síly pastorku je dle vzorce (3), následují momentové zatížení M_{zz} zrychlení ve směru osy Y (4), radiální zatížení P_{xz} od momentu při zrychlení osy X (5) a zatížení P_{yz} od zrychlení osy Y (6). Vzorec (7) uvádí výsledné statické radiální ekvivalentní zatížení P_{eZ} na vozík lineárního vedení.



Obr. 5-11 Poloha těžiště – osa Z

$$M_{yz} = f \cdot 0,5 \cdot m_z \cdot \left((g \cdot x_{tz}) + (a_z \cdot x_p) + (a_x \cdot z_{tz}) \right) \quad (3)$$

$$M_{yz} = 1,5 \cdot 0,5 \cdot 85 \cdot \left((9,81 \cdot 0,075) + (0,1 \cdot 0,062) + (6,7 \cdot 2,375) \right)$$

$$M_{yZ} = 1062 \text{ Nm}$$

$$M_{zZ} = f \cdot 0,5 \cdot m_z \cdot \left((g \cdot y_{tz}) - (a_z \cdot y_p) + (z_{tz} \cdot a_Y) \right) \quad (4)$$

$$M_{zZ} = 1,5 \cdot 0,5 \cdot 85 \cdot \left((9,81 + 0,12) - (0,1 \cdot 0,06) + (2,375 \cdot 6,7) \right)$$

$$M_{zZ} = 1089 \text{ Nm}$$

$$P_{xZ} = f \cdot 0,5 \cdot m_z \cdot \left(\frac{a_X \cdot z_{tz} + g \cdot x_{tz} + a_Z \cdot x_{pZ}}{2 \cdot x_{tz}} \right) \quad (5)$$

$$P_{xZ} = 1,5 \cdot 0,5 \cdot 85 \cdot \left(\frac{6,7 \cdot 0,12 + 9,81 \cdot 0,075 + 0,1 \cdot 0,062}{2 \cdot 0,075} \right)$$

$$P_{xZ} = 14 \, 156 \text{ N}$$

$$P_{yZ} = f \cdot 0,5 \cdot m_z \cdot \left(\frac{a_Y \cdot y_{tz} + g \cdot y_{tz} - a_Z \cdot y_{pZ}}{2 \cdot x_{tz}} \right) \quad (6)$$

$$P_{yZ} = 2 \cdot 0,5 \cdot 6,7 \cdot \left(\frac{6,7 \cdot 0,075 + 9,81 \cdot 0,12 - 0,1 \cdot 0,06}{2 \cdot 0,075} \right)$$

$$P_{yZ} = 14 \, 521 \text{ N}$$

$$P_{eZ} = |P_{xZ}| + |P_{yZ}| = 14 \, 156 + 14 \, 521 = 28 \, 677 \text{ N} \quad (7)$$

Dále bylo potřeba zkontrolovat statickou únosnost pro zvolené vedení. Hodnoty únosnosti jsou uvedeny v obrázku 5-12, kde bylo nutno porovnat statickou únosnost C_0 a statické momenty.

Typ	Montážní rozměry [mm]			Rozměry vozíku [mm]											Rozměry kolejnic [mm]											Svazky pro kolejnice [mm]	Dynamická únosnost C _d [N]	Statická únosnost C ₀ [N]	Statický moment			Hmotnost	
																													M ₁ [Nm]	M ₂ [Nm]	M ₃ [Nm]	veš [kg]	kolejnice [kg/m]
HGH1SCA	28	4,3	9,5	34	25	4,0	26	39,4	61,4	5,3	Mk45	6,0	8,5	9,5	15	15,0	7,5	5,3	4,5	60	*	Mk46	11380	25210	170	150	190	0,18	1,45				
HGH20CA	30	4,6	12,0	44	32	6,0	36	50,5	77,5	12,0	Mk46	8,0	6,0	7,0	20	17,5	9,5	8,5	6,0	60	*	Mk46	17750	37840	380	270	270	0,38	2,21				
HGH20HA							50	45,2	90,3														21180	48840	480	470	470	0,39					
HGH25CA	40	5,5	12,5	46	35	6,5	35	58,0	83,8	12,0	Mk48	8,0	10,0	13,0	23	22,0	11,0	9,0	7,0	60	*	Mk420	24480	56190	640	510	510	0,67	3,21				
HGH25HA							50	78,6	103,6														32750	74080	670	680	680	0,69					
HGH30CA	45	6,0	16,0	60	40	10,0	40	70,0	97,6	12,0	Mk410	8,5	9,5	13,8	28	26,0	14,0	12,0	9,0	80	*	Mk425	38740	83060	1040	850	850	1,14	4,47				
HGH30HA							48	93,0	120,6														43220	110130	1400	1470	1470	1,16					

Obr. 5-12 Únosnosti lineárního vedení HGH

Z obrázku je patrné, že vedení HGH 25HA dosahuje maximální hodnoty 110 130 N, tudíž zvolené vedení staticky vyhovuje. Pro výpočet živostnosti byl použit vzorec (8). Z výpočtu vyplývá, že vedení z hlediska statické únosnosti vydrží dostatečně velkou vzdálenost, než bude potřeba vyměnit za nové.

$$L_Z = \left(\frac{f_h \cdot f_t \cdot C_0}{f_w \cdot P_{ez}} \right)^3 \cdot 50\,000 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 136310}{1,2 \cdot 28677} \right)^3 \cdot 50\,000 = 1\,638\,787\,m \quad (8)$$

5.3.5 Kontrola polohovacího systému

Po kontrole lineárního vedení bylo nutné zkontrolovat polohovací systém. Jako první byl zkontrolován výkon motoru. Ke kontrolnímu výpočtu bylo nutné zjistit maximální úhlové zrychlení motoru $\ddot{\varphi}_Z$ podle vzorce (9) a moment setrvačnosti pastorku redukováný na vstupní hřídel převodovky J_{redZ} (10). Požadovaný krouticí moment motoru M_{mZ} je pak ze vzorce (11), kde $J_{přZ}$ je redukováný moment setrvačnosti převodovky, zjištěný z katalogu firmy Gudel, *HPG, strana 27* [29]. Hodnota J_{mZ} je hodnota momentu setrvačnosti motoru, z katalogu HIWIN *Polohovací systémy, Lineární osy, strana 42* [8], pro motor FRAC 0522. Moment setrvačnosti pastorku byl zjištěn z programu Autodesk Inventor Professional 2017, který činí $J_{pZ} = 0,02 \cdot 10^{-4} \, kg \cdot m^{-2}$.

$$\ddot{\varphi}_Z = \frac{a_Z \cdot 1000 \cdot 2}{M_Z \cdot z_Z} \cdot i_Z = \frac{0,1 \cdot 1000 \cdot 2}{1 \cdot 30} = 66,7 \, rad \cdot s^{-2} \quad (9)$$

$$J_{redZ} = \frac{J_{pZ}}{i_Z^2} = 0,02 \cdot 10^{-6} \, kg \cdot m^2 \quad (10)$$

$$M_{mZ} = \frac{a_Z \cdot m_Z \cdot M_Z \cdot z_Z}{2 \cdot \eta_Z \cdot 1000 \cdot i_Z} + \ddot{\varphi}_Z \cdot (J_{redZ} + J_{přZ} + J_{mZ}) \quad (11)$$

$$M_{mZ} = \frac{0,1 \cdot 85 \cdot 1 \cdot 30}{2 \cdot 0,71 \cdot 1000 \cdot 10} + 66,7 \cdot (0,2 + 23 + 440) \cdot 10^{-7}$$

$$M_{mZ} = 0,021 \, Nm$$

Požadovaný moment motoru je menší, než jmenovitý výkon motoru, který činí 0,16 Nm, tudíž lze motor FRAC 0522 použít. Když motor vyhovuje, je nutné ověřit, jestli moment na výstupu z převodovky nepřekračuje povolenou hodnotu pro danou velikost převodovky a radiální síla způsobená záběrem pastorku nepřekračuje povolenou hodnotu danou únosností ložisek převodovky. Moment na výstupu z převodovky M_{maxZ} byl stanoven pro špičkový moment motoru M_{mZmax} podle vztahu (11). Špičkový moment motoru činí dle katalogu [8] 0,48 Nm. Maximální radiální síla pastorku F_{rpZ} , vyvinutá špičkovým momentem motoru pro pohyb osy Z, podle vztahu (12), musí být menší, než maximální radiální síla ložiska převodovky $F_{rpřZ}$, zjištěná z katalogu [29], která činí 1000 N.

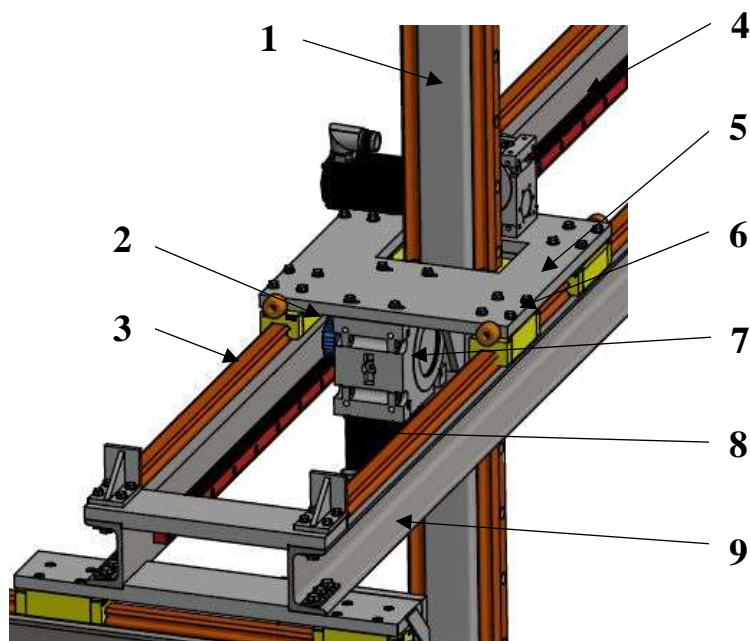
$$M_{maxZ} = M_{mZmax} \cdot i_Z = 0,48 \cdot 10 = 4,8 \, Nm \quad (11)$$

$$F_{rpz} = \frac{M_{maxZ} \cdot 2 \cdot \tan(\alpha_Z)}{M_Z \cdot z_Z} = \frac{4800 \cdot 2 \cdot \tan(20)}{1 \cdot 30} = 116,5 \text{ N} \quad (12)$$

Z výsledku je patrné, že maximální síla působící od pastorku při špičkovém momentu motoru je menší než maximální síla v ložisku převodovky. Tudíž kombinaci vybraných komponentů pohonu lze pro osu Z použít. Jelikož radiální síla od pastorku působí ve vzdálenosti menší než 60 mm od odsazení převodovky, lze podle [21] nasadit pastorek přímo na výstupní hřídel převodovky bez přídavných ložisek.

5.4 Návrh osy Y

Osa Y (Obr. 5-13) je horizontální osa, která zajišťuje posuv výsuvného ramene po šířce tiskárny. Na osu působí váha pojezdového vozíku, obsahující osu Z, a její komponenty, a síla způsobená záběrem pastorku pro dosažení zrychlení v ose Z. Pojezdový vozík (5) je zespodu opatřen čtyřmi vozíky lineárního vedení (6) pohybujícími se po dvou kolejnicích (3). Kolejnice jsou přišroubovány na nosníky typu U (9). Posuv v ose je zajištěn pomocí ozubeného hřebene (4) s pastorkem (2).



Obr. 5-13 Konstrukční uspořádání osy Y; (1- nosný profil osy Z; 2- pastorek; 3- kolejnice; 4- ozubený hřeben; 5- pojezdový vozík; 6- vozík lineárního vedení; 7- převodovka; 8- motor; 9- nosník osy Y);

Pohyb osy Y je vodorovný, a tak na pohon osy působí pouze setrvačná síla při zrychlování. Podobně jako při návrhu osy Z, největším kritériem pro návrh lineárního vedení jsou momenty způsobené zrychlením horizontálních os při maximálním vysunutím ramene. Maximální rychlost pohybu byla zadána na $v_Y = 2 \text{ m/s}$. Hmotnost osy je dle předběžného návrhu $m_Y = 120 \text{ kg}$. Síla na pohon je tedy při požadovaném zrychlení $a_Y = 6,7 \text{ m}^2/\text{s}$ rovna 804 N.

5.4.1 Volba druhu lineárního vedení

Pro požadovanou rychlost polohování, přesnost vedení, a z důvodu působících momentů přicházelo v úvahu pouze valivé vedení s oběhovými elementy. S ohledem na menší přesouvanou hmotu sestavy bylo zvoleno stejně jako u předchozí osy kuličkové vedení. Osa bude vybavena čtyřmi vozíky na dvou kolejnicích. Použiji vozíky firmy HIWIN typ HGH.

5.4.2 Volba druhu polohovacího systému

Pro pohon bylo možné použít všechny v řešerši uvedené způsoby polohování. Délka pohybu odpovídá velikosti tiskové oblasti, ale z důvodu značně rozměrného pohybového vozíku bude 2200 mm. Použití lineárních motorů bylo možné, ale s ohledem na tuto vzdálenost by bylo toto řešení, vzhledem k ceně pevné části motoru, nepřiměřeně drahé. Při použití pohybových šroubů by průměr šroubu musel být tak velký, aby se ani při rychloposuvu nedosáhlo rezonančních otáček šroubu [22]. Při tak velkém průměru by při zrychlování bylo nutné pohánět šroub velkým kroutícím momentem z důvodu velkého setrvačného momentu šroubu a vysokého úhlového zrychlení, způsobeného malým stoupáním a tím potřebných vysokých otáček. Proto jako nejvhodnější varianta bylo, obdobně jako u osy Z, použití ozubeného hřebene s pastorkem.

5.4.3 Předběžný návrh rozměrů a hmotností

Typ lineárního vedení byl zvolen s ohledem na momenty vznikající při maximálním vysunutí ramene. Nevhodnějším kandidátem na tento požadavek bylo vedení HIWIN typu HGH 25 HA. Pro pohon byl zvolen servomotor s nominálními otáčkami 4700 ot/min , a tak pro pohon byl zvolen pastorek s přímými zuby, modulem $M_Y = 1,5 \text{ mm}$, úhlem záběru $\alpha_Y = 20^\circ$ a počtem zubů $z_Y = 30$, která při použití šnekové převodovky o převodu $i_Y = 10$, zajistí, že při maximální rychlosti budou otáčky motoru dle vzorce (13) $n_Y = 848,8 \text{ ot/min}$. Motor tak bude optimálně využit. Šneková převodovka byla zvolena především z důvodu konstrukčního uspořádání.

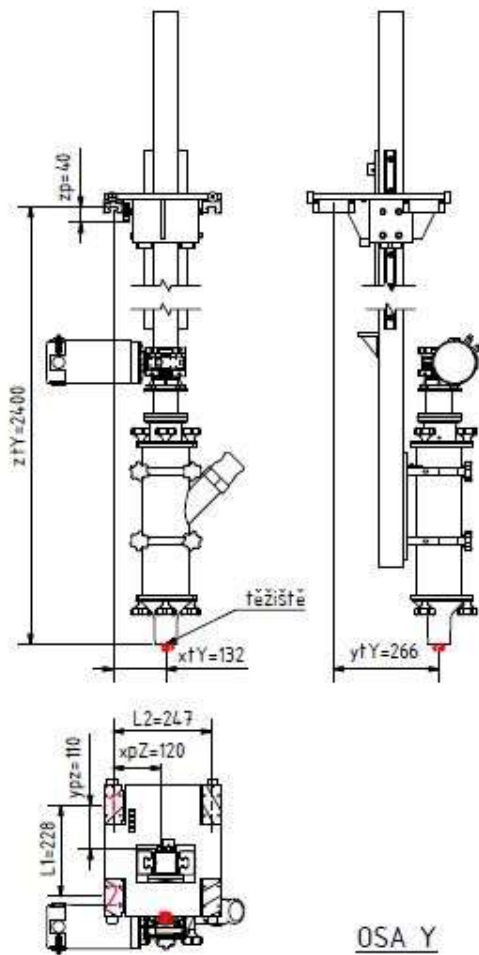
$$n_Y = \frac{v_Y \cdot i_Y}{\pi \cdot M_Y \cdot z_Y} = \frac{2 \cdot 100 \cdot 10}{\pi \cdot 1,5 \cdot 30} = 14,15 \text{ s}^{-1} = 848,8 \text{ ot/min} \quad (13)$$

Pro tvorbu modelu bylo ještě nutné stanovit předběžný potřebný krouticí moment motoru podle vztahu (14) a určit tak velikost motoru a převodovky. Podle výsledku a s přihlédnutím k nutnosti překonat moment setrvačnosti převodovky a motoru, byl požadovaný krouticí moment předběžně zvolen na $M'_{mY} = 1,85 \text{ Nm}$. Výše uvedeným požadavkům nejlépe vyhovuje motor firmy Kollmorgen AKM 2G-32G [23] o maximálním krouticím momentu $2,9 \text{ Nm}$, s převodovkou Güdel HPG 45 [21] o převodu 10. Následně byl zvolen pomocí softwaru Autodesk Inventor Professional 2017 vytvořen model, ze kterého bylo možné určit skutečnou hmotnost m_Y . Poloha těžiště pro kontrolu vedení a velikosti pastorku byla uvažována, stejně jako u návrhu osy Z, ve středu extrudéru, jelikož ji nelze zjistit. Umístění těžiště a konstrukční uspořádání je zřejmé z obrázku 5-14. Celková hmotnost osy Y je 120 kg .

$$M'_{mY} = \frac{a_Y \cdot m'_Y \cdot M_Y \cdot z_Y}{2 \cdot i_Y \cdot \eta_{Yp}} = \frac{6,7 \cdot 120 \cdot 0,0015 \cdot 30}{2 \cdot 10 \cdot 0,98} = 1,85 \text{ Nm} \quad (14)$$

5.4.4 Kontrola lineárního vedení

Po vytvoření modelu bylo možné spočítat zatížení jednotlivých vozíků. Při výpočtech byly zohledněny především síly vznikající při zrychlení horizontálních os, ale i síly způsobené zrychlováním osy Z, které díky značné hmotnosti této osy nelze zanedbat. Jako první byla provedena statická kontrola. Na obrázku 5-14 je naznačeno umístění vozíků, kde nejvíce namáhaný vozík, výše popsány veličinami, je v pohledu shora vlevo nahoře. Pro tento výpočet bylo nutno spočítat radiální sílu na jeden vozík, kterou způsobuje zrychlení osy X a Z (15). Radiální síla způsobená záběrem pastorku osy Y a zrychlením osy Z je podle vzorce (16). Výsledné radiální ekvivalentní zatížení je pak podle vzorce (17). Momenty působící na vozíky jsou pro všechny vozíky jiné, a proto stačilo spočítat nejvíce zatížený vozík. Moment M_{xY} způsobený zrychlením osy X a Z, je vyjádřen podle vztahu (18), a moment M_{yY} způsobený zrychlením osy Y a Z dle vztahu (19). Ve všech výpočtech bylo zatížení vynásobeno součinitelem zatížení pro mírné rázy $f = 1,5$, jako u osy Z. Vypočtené hodnoty je pak nutné porovnat s hodnotami statických únosností uvedenými v obrázku 5-8.



Obr. 5-14 Návrh osy Y

$$P_{xY} = f \cdot \left[m_Y \left(\frac{g \cdot x_{ty} + a_x \cdot z_{ty}}{2 \cdot L_1} \right) + \frac{m_Z \cdot a_Z \cdot z_p}{2 \cdot L_1} \right] \quad (15)$$

$$P_{xY} = 1,5 \cdot \left[120 \left(\frac{9,81 \cdot 0,132 + 6,7 \cdot 2,4}{2 \cdot 0,228} \right) + \frac{85 \cdot 0,1 \cdot 0,04}{2 \cdot 0,228} \right]$$

$$P_{xY} = 6862 \text{ N}$$

$$P_{zY} = f \cdot \left[m_Y \left(\frac{g \cdot y_{ty} + a_Y \cdot z_p}{2 \cdot L_2} \right) + \frac{m_Z \cdot a_Z \cdot (L_1 - y_{pz})}{2 \cdot L_2} \right] \quad (16)$$

$$P_{zY} = 1,5 \cdot \left[120 \left(\frac{9,81 \cdot 0,266 + 6,7 \cdot 0,04}{2 \cdot 0,247} \right) + \frac{85 \cdot 0,1 \cdot (0,228 - 0,11)}{2 \cdot 0,247} \right]$$

$$P_{zY} = 521 \text{ N}$$

$$P_{eY} = |P_{xY}| + |P_{zY}| = 6479 + 151 = 6974 \text{ N} \quad (17)$$

$$M_{xY} = f \cdot 0,25 \cdot [m_Y \cdot (a_X \cdot z_{tY} + g \cdot x_{tY}) + m_Z \cdot a_Z \cdot x_{pZ}] \quad (18)$$

$$M_{xY} = 1,5 \cdot 0,25 \cdot [120 \cdot (6,7 \cdot 2,4 + 9,81 \cdot 0,132) + 85 \cdot 0,1 \cdot 0,12]$$

$$M_{xY} = 828 \text{ Nm}$$

$$M_{yY} = f \cdot 0,25 \cdot [m_Y \cdot (a_Y \cdot z_{tY} + g \cdot y_{tY}) + m_Z \cdot a_Z \cdot y_{pZ}] \quad (19)$$

$$M_{yY} = 1,5 \cdot 0,25 \cdot [120 \cdot (6,7 \cdot 2,4 + 9,81 \cdot 0,266) + 85 \cdot 0,1 \cdot 0,11]$$

$$M_{yY} = 841 \text{ Nm}$$

Srovnáním hodnot výsledků s tabulkovými hodnotami (Obr. 5-12) pro vedení HGH 25 HA, kde vedení dosahuje maximální hodnoty 56 190 N, vyplývá, že vedení staticky vyhovuje, a tak je nyní potřeba stanovit životnost vedení L_Y v metrech dle (20). Životnost vedení osy určuje pouze nejvíce zatížený vozík, v našem případě již spočítaný vozík. Hodnota C_0 je statická únosnost zjištěná z tabulky 5-2.

$$L_Y = \left(\frac{f_h \cdot f_t \cdot C_0}{f_w \cdot P_{eY}} \right)^3 \cdot 50\,000 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 76000}{1,2 \cdot 28677} \right)^3 \cdot 50\,000 = 37\,455\,994 \text{ m} \quad (20)$$

5.4.5 Kontrola polohovacího systému

Po úspěšné kontrole vedení, následovala kontrola polohovacího systému. Jako první byl zkontrolován výkon motoru. Ke kontrolnímu výpočtu bylo nutné zjistit maximální úhlové zrychlení motoru $\ddot{\phi}_Y$ podle vzorce (21) a moment setrvačnosti pastorku redukovaný na vstupní hřídel převodovky J_{redY} (22). Požadovaný kroutící moment motoru M_{mY} je pak ze vzorce (23), kde $J_{přY}$ je redukovaný moment setrvačnosti převodovky. Tyto hodnoty jsou odečteny z katalogu firmy Güdel, *HPG, strana 27* [21]. Hodnota J_{mY} je hodnota momentu setrvačnosti motoru AKM 2G-32G z katalogu Kollmorgen [23]. Moment setrvačnosti pastorku byl odečten z programu Autodesk Inventor Professional 2017, a činí $J_{pY} = 3,3 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

$$\ddot{\phi}_Y = \frac{a_Y \cdot 1000 \cdot 2}{M_Y \cdot z_Y} \cdot i_Y = \frac{6,7 \cdot 1000 \cdot 2}{1 \cdot 30} = 2978 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (21)$$

$$J_{redY} = \frac{J_{pY}}{i_Y^2} = \frac{3,3 \cdot 10^{-6}}{10^2} = 3,3 \cdot 10^{-8} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (22)$$

$$M_{mY} = \frac{a_Y \cdot m_Y \cdot M_Y \cdot z_Y}{2 \cdot \eta_Y \cdot 1000 \cdot i_Y} + \ddot{\phi}_Y \cdot (J_{redY} + J_{přY} + J_{mY}) \quad (23)$$

$$M_{mY} = \frac{6,7 \cdot 120 \cdot 1,5 \cdot 30}{2 \cdot 0,73 \cdot 1000 \cdot 10} + 2978 \cdot (0,33 + 10 + 120) \cdot 10^{-7}$$

$$M_{mY} = 2,54 \text{ Nm}$$

Jmenovitý moment motoru odečtený z katalogu činí 2,9 Nm. Požadovaný moment motoru je nižší než jmenovitý moment motoru, a tudíž lze tento motor použít. Když motor vyhovuje, je možné ověřit, jestli moment na výstupu z převodovky nepřekračuje povolenou hodnotu pro danou velikost převodovky a radiální síla způsobená záběrem pastorku nepřekračuje povolenou hodnotu danou únosností ložisek. Moment na výstupu z převodovky M_{maxY} stanovím pro špičkový moment motoru M_{mYmax} podle vztahu (24). Špičkový moment motoru činí dle katalogu [23] 8,2 Nm. Maximální radiální síla pastorku F_{rpY} , vyvinutá špičkovým momentem motoru pro pohyb osy Y, podle vztahu (25), musí být menší, než maximální radiální síla ložiska převodovky F_{rpY} , zjištěná z katalogu [21], která činí 1600 N.

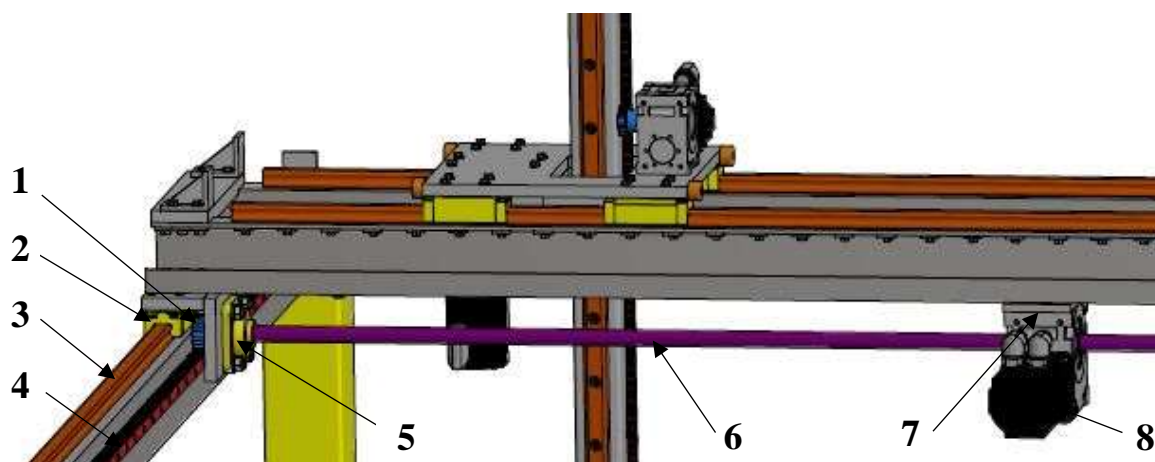
$$M_{maxY} = M_{mYmax} \cdot i_Y = 8,2 \cdot 10 = 82 \text{ Nm} \quad (24)$$

$$F_{rpY} = \frac{M_{maxY} \cdot 2 \cdot \tan(\alpha_Y)}{M_Y \cdot z_Y} = \frac{82 \ 000 \cdot 2 \cdot \tan(20)}{1,5 \cdot 30} = 1327 \text{ N} \quad (25)$$

Z výsledku je patrné, že maximální síla působící od pastorku při špičkovém momentu motoru je menší než maximální síla v ložisku převodovky. Tudíž kombinaci vybraných komponentů pohonu lze pro osu Y použít. Jelikož radiální síla od pastorku působí ve vzdálenosti menší než 75 mm od odsazení převodovky, lze podle [21] nasadit pastorek přímo na výstupní hřídel převodovky bez přídavných ložisek.

5.5 Návrh osy X

Osa X neboli hlavní portál, znázorněná na obrázku 5-15, je druhá horizontální osa, která zajišťuje pohyb celé posuvné konstrukce osy Y. Délka pohybu odpovídá délce 2050 mm. Konstrukce osy je provedena jako portál přes šířku tiskárny a nese jak osu Z, tak celý posuvný systém osy Y. Portál je opatřen čtyřmi vozíky lineárního vedení (2), pohybující se po kolejnicích (3) přišroubovaných na nosníky pevné rámové konstrukce. Posuv je zajištěn pomocí ozubeného hřebene (4) s pastorkem (1). Pro přenos kroutícího momentu z motoru (8) na pastorek je převodová skříň (7) opatřena dvěma výstupy a rozvodové hřídele (6).



Obr. 5-15 Konstruktivní uspořádání osy X; (1- pastorek; 2- vozík lineárního vedení; 3- kolejnice; 4- ozubený hřeben; 5- ložiskový domek; 6- rozvodová hřídel; 7- převodovka; 8- motor);

Na zatížení osy X se projevují síly způsobené zrychlováním všech os a tíhové síly celého portálového systému. Maximální rychlost posuvu v navrhované ose činí dle zadání $v_X = 2 \text{ m/s}$.

5.5.1 Volba druhu lineárního vedení

Pro vedení osy bylo zvoleno valivé vedení, a to ze stejných důvodů jako u osy Y. Podobně jako u předchozí horizontální osy, je osa X vybavena na každé straně portálu dvěma vozíky na jedné kolejnici. Na základě předpokladu, že při maximálním vysunutí ramene osy Z zrychlení způsobuje klopné momenty, je použití dvou vozíků s větší roztečí výhodnější, z důvodu přeměny těchto momentů na radiální sílové složky.

5.5.2 Volba druhu polohovacího systému

S ohledem na šířku tiskárny, pro dosažení požadované přesnosti a snížení zatížení vedení, bylo možné použití polohovacího systému na obou koncích portálu. Pro tyto požadavky by bylo nejjednodušším a nejlevnějším řešením použití pohonu pomocí rotačních řemenů, napnutých po obou stranách tiskárny. Avšak při nízké tuhosti řemenů, velké délce pohybu a požadovanému zrychlení, by při rychlém ustavování na přesnou polohu mohlo dojít k rozvibrování pohonu. Tudíž by řemenový pohon nebyl dobrou volbou. Použití šroubových mechanismů, ať již s použitím jednoho motoru a rozvodem pohybu pomocí kuželových převodovek, nebo použitím dvou motorů, je nevhodné. A to hlavně z důvodu vzpěru na šroubech, nutnosti použití vysokých otáček šroubů pro dosažení požadovaných dynamických parametrů. Zabránění průhybu šroubů od vlastní tíhy by bylo nutné, vzhledem k náchylnosti ke kmitům, použít velký průměr šroubu. A tak by vznikly velké setrvačné momenty a bylo by třeba použít nepřiměřeně velký motor. Toto provedení by tak pravděpodobně bylo drahé.

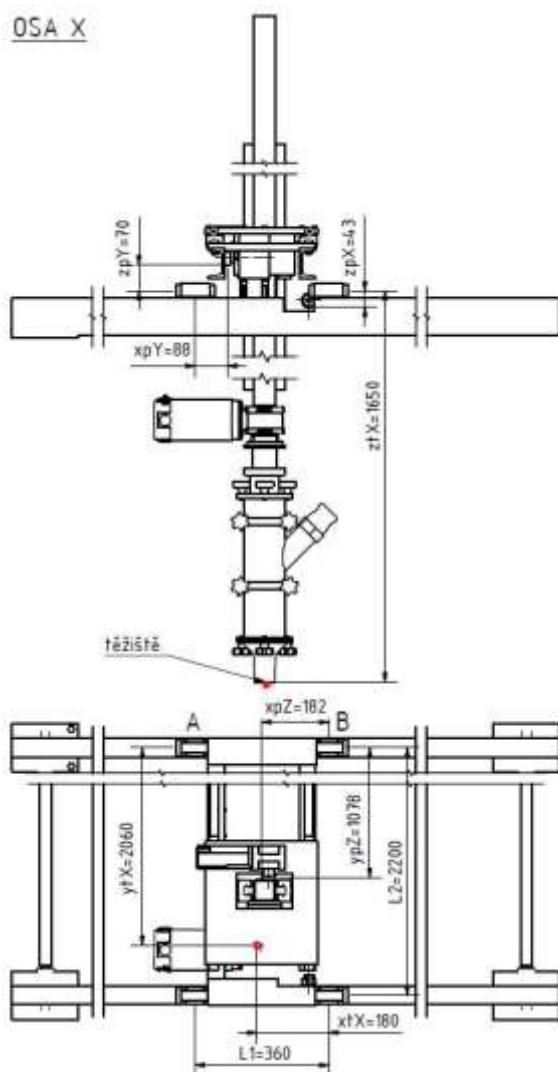
Proto, stejně jako u osy Y, byl zvolen pohon pomocí ozubeného hřebene. U tohoto polohovacího systému bylo možné použít řešení s dvěma motory s převodovkami. Při tomto provedení jsou setrvačné síly malé, ale nevýhodou je nutnost použití odměřování polohy na obou stranách portálu, a je potřeba synchronizovat oba pohony. Toto řešení zvyšuje cenu, a zároveň i přesnost oproti provedení s jedním motorem. Použití jednoho motoru a spojovací hřídele je z tohoto hlediska výhodnější. V tomto provedení spojovací hřídel osazená na koncích pastorky zvyšuje moment setrvačnosti, čímž je třeba použití motoru s větším kroutícím momentem. S ohledem na moment setrvačnosti celého portálového systému, tato část moc neovlivní potřebné parametry motoru. Proto bylo zvoleno provedení s jedním motorem.

5.5.3 Předběžný návrh rozměrů a hmotností

Zatížení lineárního vedení nebude díky použití čtyř vozíků tak výrazně velké, a tak podobně jako u osy Y bylo zvoleno vedení od výrobce HIWIN typ HGH 25 HA. Na jedné straně by měl být jeden vozík se snímačem odměřování a zbytek bez něho. Pro předběžný návrh byla předpokládána velikost požadovaného kroutícího momentu podle vzorce (26). Sílu pro zrychlení portálu o předpokládané hmotnosti $m'_X = 220 \text{ kg}$ byla uvažována při umístění posuvného vozíku osy Z na kraji tiskárny, a to z důvodu dimenzování vozíků na opačné straně portálu. Předběžně byl zvolen pastorek s ozubením o modulu $M_X = 1,5 \text{ mm}$, úhlem záběru $\alpha_X = 20^\circ$ a počtem zubů $z_X = 30$. Pro pohon byla zvolena šneková převodovka s převodem $i_X = 10$.

$$M'_{mX} = \frac{a_X \cdot m'_X \cdot M_Y \cdot z_X}{2 \cdot i_X \cdot \eta_{Xp}} = \frac{6,7 \cdot 220 \cdot 0,0015 \cdot 30}{2 \cdot 10 \cdot 0,98} = 3,38 \text{ Nm} \quad (26)$$

S ohledem na setrvačné momenty a odpor převodovky byl zvolen motor firmy Kollmogen typ AKM2H – 42H [24], a tomu odpovídající převodovka firmy Güdel HPG 45 C7 s výstupy na obou stranách. Jelikož se rychlost a parametry pastorku osy X a Y shodují, budou i maximální otáčky motoru stejné, a to $n_X = n_Y = 848,8 \text{ ot/min}$.



Obr. 5-16 Návrh osy X

Vytvořením modelu konstrukce portálu bylo zjištěno, že jeho hmotnost je 208,36 kg, tudíž je menší než předpokládaná, avšak s ohledem na budoucí umístění energetických řetězů, budu uvažovat s hmotností $m_X = 220 \text{ kg}$. Umístění těžiště s rozměry potřebnými pro výpočet zatížení je obrázku 5-16.

5.5.4 Kontrola lineárního vedení

Obdobně jako u ostatních os byla provedena nejdříve statická kontrola lineárního vedení. Díky použití dvou vozíků na jedné koleji jsou vozíky zatíženy pouze radiální silou. Pro výpočet statické kontroly je uvažováno umístění pojezdového vozíku osy Y je na jedné straně z koncových poloh, kde celou váhu osy Y a Z nesou pouze vozíky na jedné straně. Síly působící na vozík, v obrázku 5-5, označeny jako A, jsou s indexem A, na vozík B s indexem B. Součinitel zatížení, vzhledem k velikosti setrvačných hmot, stejně jako u ostatních os, volím $f_X = 1,5$. Výpočet celkového radiálního zatížení P_{rXA} dle vzorce (31) pro vozík A, a P_{rXB} pro vozík B je dle (32), kde P_{ryXA} dle vzorce (27) a P_{ryXB} dle vzorce (28) jsou síly způsobené zrychlením osy Y. Dále síly P_{rzXA} (29) a P_{rzXB} (30) jsou síly od záběru pastorku pro pohon osy X. Síly způsobené zrychlením osy Z vzhledem k její hmotnosti nelze zanedbat.

$$P_{ryXA} = f \cdot \left[\left(\frac{m_Y \cdot a_Y \cdot z_{pY}}{2 \cdot L_2} \right) + \left(\frac{m_Y \cdot a_Y \cdot x_{pY}}{2 \cdot L_1} \right) \right] \quad (27)$$

$$P_{ryXA} = 1,5 \cdot \left[\left(\frac{120 \cdot 6,7 \cdot 0,07}{2 \cdot 2,2} \right) + \left(\frac{120 \cdot 6,7 \cdot 0,088}{2 \cdot 0,36} \right) \right]$$

$$P_{ryXA} = 167 \text{ N}$$

$$P_{ryXB} = f \cdot \left[\left(\frac{m_Y \cdot a_Y \cdot z_{pY}}{2 \cdot L_2} \right) + \left(\frac{m_Y \cdot a_Y \cdot (L_1 - x_{pY})}{2 \cdot L_1} \right) \right] \quad (28)$$

$$P_{ryXB} = 1,5 \cdot \left[\left(\frac{120 \cdot 6,7 \cdot 0,07}{2 \cdot 2,2} \right) + \left(\frac{120 \cdot 6,7 \cdot (0,36 - 0,088)}{2 \cdot 0,36} \right) \right]$$

$$P_{ryXB} = 622 \text{ N}$$

$$P_{rzXA} = f \cdot \left[\left(\frac{m_Z \cdot a_Z \cdot y_{pZ}}{2 \cdot L_2} \right) + \left(\frac{m_Z \cdot a_Z \cdot (L_1 - x_{pZ})}{2 \cdot L_1} \right) + \left(\frac{m_X \cdot g \cdot y_{tX}}{2 \cdot L_2} \right) + \left(\frac{m_X \cdot g \cdot (L_1 - x_{tX})}{2 \cdot L_1} \right) - \left(\frac{m_X \cdot a_X \cdot z_{pX}}{2 \cdot L_1} \right) \right] \quad (29)$$

$$P_{rzXA} = 1,5 \cdot \left[\left(\frac{220 \cdot 0,1 \cdot 0,088}{2 \cdot 2,2} \right) + \left(\frac{85 \cdot 0,1 \cdot (0,36 - 0,162)}{2 \cdot 0,36} \right) + \left(\frac{220 \cdot 9,81 \cdot 2,06}{2 \cdot 2,2} \right) + \left(\frac{220 \cdot 9,81 \cdot (0,36 - 0,18)}{2 \cdot 0,36} \right) - \left(\frac{220 \cdot 6,7 \cdot 0,043}{2 \cdot 0,36} \right) \right]$$

$$P_{rzXA} = 2463 \text{ N}$$

$$P_{rzXB} = f \cdot \left[\left(\frac{m_Z \cdot a_Z \cdot y_{pZ}}{2 \cdot L_2} \right) + \left(\frac{m_Z \cdot a_Z \cdot x_{pZ}}{2 \cdot L_1} \right) + \left(\frac{m_X \cdot g \cdot y_{tX}}{2 \cdot L_2} \right) + \left(\frac{m_X \cdot g \cdot x_{tX}}{2 \cdot L_1} \right) + \left(\frac{m_X \cdot a_X \cdot z_{pX}}{2 \cdot L_1} \right) \right] \quad (30)$$

$$P_{rzXB} = 1,5 \cdot \left[\left(\frac{220 \cdot 0,1 \cdot 0,088}{2 \cdot 2,2} \right) + \left(\frac{85 \cdot 0,1 \cdot 0,162}{2 \cdot 0,36} \right) + \left(\frac{220 \cdot 9,81 \cdot 2,06}{2 \cdot 2,2} \right) + \left(\frac{220 \cdot 9,81 \cdot 0,18}{2 \cdot 0,36} \right) + \left(\frac{220 \cdot 6,7 \cdot 0,043}{2 \cdot 0,36} \right) \right]$$

$$P_{rzXB} = 2200 \text{ N}$$

$$P_{rXA} = |P_{ryXA}| + |P_{rzXA}| = 167 + 2463 = 2630 \text{ N} \quad (31)$$

$$P_{rXB} = |P_{ryXB}| + |P_{rzXB}| = 622 + 2200 = 2822 \text{ N} \quad (32)$$

Z výsledných hodnot radiálních zatížení vozíků A a B je patrné, že se tyto hodnoty moc neliší, a to z důvodu téměř stejné vzdálenosti od těžiště. Pro kontrolu statické únosnosti je uvažováno pouze zatížení vozíku B. Porovnáním výsledných zatížení a katalogových hodnot dovoleného statického zatížení, dle obrázku 5-12, kde maximální hodnota vedení dosahuje 56 190 N, zjistíme, že vedení staticky vyhovuje a je tedy ještě nutné ho zkontrolovat z hlediska životnosti. Skutečná životnost vedení L_X pro uvedené zatížení je stanovena podle vzorce (33), kde C_0 je statická únosnost vozíků. Z výsledku plyne, že životnost vozíků je dostačující, a tak lineární vedení HIWIN HGH 25 HA je možné pro tuto osu použít.

$$L_X = \left(\frac{f_h \cdot f_t \cdot C_0}{f_w \cdot P_{eX}} \right)^3 \cdot 50\,000 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 76000}{1,2 \cdot 2822} \right)^3 \cdot 50\,000 = 850\,098\,793 \text{ m} \quad (33)$$

5.5.5 Kontrola polohovacího systému

Kontrola polohovacího systému osy X je obdobná jako u ostatních os. Nejdříve bylo stanoveno potřebné úhlové zrychlení motoru $\ddot{\varphi}_X$ (34), jelikož setrvačné kroutící momenty způsobují zatížení motoru, bylo redukováno právě na hřídel motoru. Ve výpočtu bylo uvažováno s použitím šnekové převodovky s výstupy na obou stranách s převodem $i_X = 10$. Následně bylo možné dle vzorce (35) určit potřebný kroutící moment motoru, kde hodnota J_{redX} je redukovaný moment setrvačnosti pastorku z rovnice (36), moment setrvačnosti převodovky $J_{přX}$ je z tabulky [21] na straně 33 a hodnota J_{mX} je moment setrvačnosti motoru AKM2G – 42H z katalogu [24]. Velikost momentu setrvačnosti pastorku byla programem Autodesk Inventor Professional 2017 určena na $J_{pX} = 3,3 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, a velikost momentu setrvačnosti spojovací hřídele činí $J_h = 3,24 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

$$\ddot{\varphi}_X = \frac{a_X \cdot 1000 \cdot 2}{M_X \cdot z_X} \cdot i_X = \frac{6,7 \cdot 1000 \cdot 2}{1,5 \cdot 30} \cdot 10 = 2978 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (34)$$

$$J_{redX} = \frac{J_{pX}}{i_X^2} = \frac{3,3 \cdot 10^{-6}}{10^2} = 0,33 \cdot 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \quad (35)$$

$$M_{mX} = \frac{a_X \cdot m_X \cdot M_X \cdot z_X}{2 \cdot \eta_X \cdot 1000 \cdot i_X} + \ddot{\varphi}_X \cdot (J_{redX} + J_{přX} + J_{mX} + J_h) \quad (36)$$

$$M_{mX} = \frac{6,7 \cdot 220 \cdot 1,5 \cdot 30}{2 \cdot 0,8 \cdot 1000 \cdot 10} + 2978 \cdot (0,33 + 100 + 1360 + 324) \cdot 10^{-7}$$

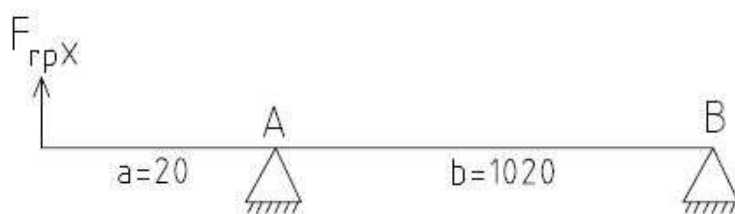
$$M_{mX} = 4,68 \text{ Nm}$$

Požadovaný krouticí moment motoru vychází nižší než nominální, která dle katalogu [24] činí 5,12 Nm, a motor AKM2G – 42H je tedy možné použít. Jelikož je výstupní krouticí moment z převodovky rozveden na obě strany portálu osy X pomocí spojovací hřídele osazenými na koncích pastorky, bylo nutné umístění ložiskových domků v jejich blízkosti. Proto bylo potřeba zkontrolovat, zda radiální síla způsobená záběrem pastorku nepřekračuje povolenou radiální únosnost zvoleného ložiska. Pro navržený průměr hřídele $d = 20 \text{ mm}$, jsem zvolil kuličkové ložisko jednořadé, které je schopno přenést pouze radiální zatížení v obou směrech. Zvolený typ ložiska dle ČSN 02 4630 odpovídá velikosti 6004 [25]. Moment na výstupu z převodovky M_{maxX} stanovím pro špičkový moment motoru M_{mXmax} podle vztahu (37). Špičkový moment motoru činí dle katalogu [23] 14,4 Nm. Maximální radiální síla pastorku F_{rpX} , vyvinutá špičkovým momentem motoru pro pohyb osy X, je podle vztahu (38).

$$M_{maxX} = M_{mXmax} \cdot i_X = 14,4 \cdot 10 = 144 \text{ Nm} \quad (37)$$

$$F_{rpX} = \frac{M_{maxX} \cdot 2 \cdot \tan(\alpha_X)}{M_X \cdot z_X} = \frac{144 \cdot 1000 \cdot 2 \cdot \tan(20)}{1,5 \cdot 30} = 2329 \text{ N} \quad (38)$$

Obrázek 5-17 znázorňuje uložení spojovací hřídele osazené dvěma ložisky, ložisko A je zvolené kuličkové ložisko, ložisko B je součástí převodovky. Pomocí silové a momentové rovnováhy zjistíme radiální síly, které v nich působí. V ložisku A působí dle (39) radiální síla F_A , a podle (40) síla F_B v ložisku B. Podle vzorce (41) lze stanovit ekvivalentní dynamické zatížení ložiska, kde X je součinitel radiálního zatížení, který dle učebnice *Konstruování strojních součástí*, str. 620, [26] činí $X = 1$.



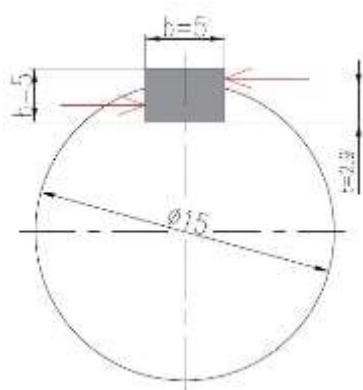
Obr. 5-17 Uložení hřídele

$$F_A = F_{rpX} \cdot \left(\frac{a}{b} + 1 \right) = 2329 \cdot \left(\frac{20}{1020} + 1 \right) = 2375 \text{ N} \quad (39)$$

$$F_B = \frac{F_{rpX} \cdot a}{b} = \frac{2329 \cdot 20}{1020} = 46 \text{ N} \quad (40)$$

$$P = F_A \cdot X = 2375 \cdot 1 = 2375 \text{ N} \quad (41)$$

Po zjištění ekvivalentního radiálního zatížení ložiska bylo potřeba ho porovnat s povolenou hodnotou dynamické únosnosti podle ČSN 02 4630 [25], která činí 7200 N. Tudíž ložisko z tohoto hlediska vyhovuje. Radiální zatížení v převodovce je dle vzorce (40) pouze 46 N, což při porovnání s dovolenou hodnotou z katalogu [21] je vyhovující. Jestliže ložiska vyhovují, bylo ještě potřeba navrhnout spojení hřídele s pastorkem zajišťující přenos kroutícího momentu. Zvolil jsem spojení pomocí těsného pera, a to z důvodu přenosu pouze radiální síly. S ohledem na zvolený průměr hřídele bylo potřeba spočítat minimální délku pera. K tomu bylo nejdříve třeba stanovit obvodovou sílu na povrchu hřídele dle (38). Pro výpočet byl opět uvažován maximální kroutící moment na výstupu převodovky M_{maxX} , vytvořený špičkovým momentem motoru. Obrázek 5-18 znázorňuje působení sil ve spoji hřídele s pastorkem pomocí pera. Parametry pera byly zvoleny dle ČSN 02 2562. Pro návrh délky podle vzorce (43), bylo potřeba zjistit maximální dovolený tlak p_D na bocích drážek. K tomu slouží vzorec (44), kde hodnota p_0 je základní hodnota tlaku pro ocel dle [26], strana 1081.

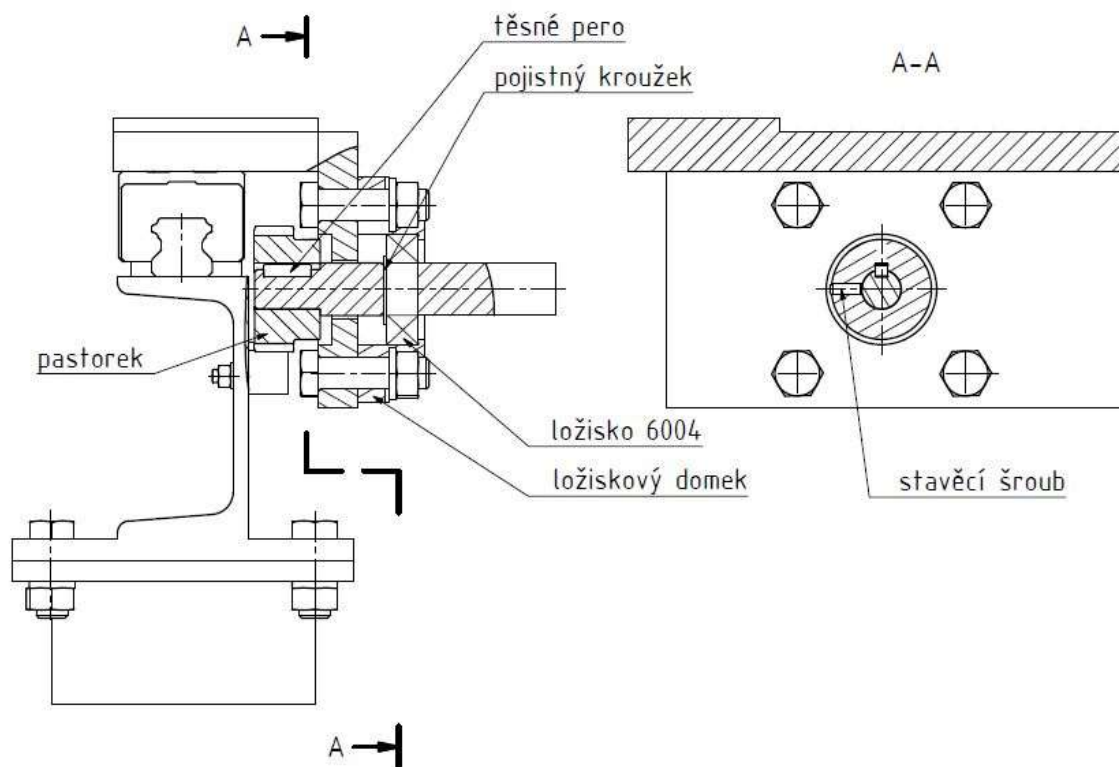


Obr. 5-18 Spojení hřídele s pastorkem

$$p_D = 0,8 \cdot p_0 = 0,8 \cdot 150 = 120 \text{ MPa} \quad (42)$$

$$l_{min} = \frac{F_{rpX}}{p_D \cdot t} = \frac{2329}{120 \cdot 3,5} = 5,54 \text{ mm} \quad (43)$$

Minimální délka pera činí 5,54 mm. Z důvodu konstrukčního uspořádání pastorku na hřídeli, a uložení v ložiskovém domku, volí pero o velikosti 18 mm. Pro zajištění posuvu pastorku v axiálním směru je použito zajištění pomocí stavěcích šroubů. Hřídel je zajištěna pojistným kroužkem, kde je v drážce na hřídeli možný axiální posuv způsobený tepelnou dilatací.



Obr. 5-19 Zajištění pastorku

6 DISKUZE

V rámci této bakalářské práce byla navržena 3D tiskárna určená pro tisk betonových směsí. Návrh tiskárny byl inspirován existujícími druhy tiskáren uvedených v rešeršní části práce. Konstrukční řešení pak bylo navrhováno s ohledem na zadané dynamické parametry a velikost tiskové oblasti. Důležité také bylo zohlednit kritické situace, které mohou při tisku nastat, a mohou ovlivnit funkčnost či jejich deformaci komponent tiskárny.

Byla navržena tři hlavní koncepční řešení rámové konstrukce tiskárny. První koncepční návrh je varianta pevné rámové konstrukce s posuvným portálovým vřemcem pohybujícím se ve vertikální ose. Tisková hlava je umístěna na nosníku horizontální osy, pohybující se v rovině XY. Hlavní nevýhodou této varianty je použití silnějšího pohonu v ose Z, z důvodu velké hmotnosti celého portálu. Druhé koncepční řešení obsahuje pevnou rámovou konstrukci s výsuvným ramenem osy Z. Toto rameno, umožňující pohyb ve svislém směru, je umístěno na pojezdovém vozíku pohybujícím se v rovině XY. Hlavní nevýhodou jsou momenty působící na lineární vedení, vznikající při tiskových operacích s maximálně vysunutým ramenem. Tato skutečnost se dá redukovat použitím dvojice nosníků v ose Y. Poslední koncepční variantou je pohyblivá rámové konstrukce, pohybující se po pevné ose X, obsahující taktéž výsuvné rameno osy Z. V tomto případě kritická situace nastane při pohybu s minimálně vysunutým ramenem, kdy je těžiště celého portálu značně vzdáleno od lineárního vedení osy X. To opět způsobí nežádoucí momenty, díky kterým je potřeba zvolit únosnější lineární vedení. Zmíněné nevýhody druhého koncepčního návrhu, a jejich možné eliminování, vedly ke zvolení právě tohoto řešení a jeho rozpracování ve výsledný konstrukční návrh.

Výsledný konstrukční návrh tiskárny se skládá z pevné rámové konstrukce nesoucí portálový systém tří na sebe kolmých os. Pro návrh byla použita již navržená tisková hlava, díky které bylo potřeba upravit celkové rozměry tiskárny. Z důvodu absence přesného modelu extrudéru, a uvažování přírodní hadice s tisknutým materiálem, nebylo možné zjistit přesnou polohu těžiště jednotlivých os. Tudíž jsou osy navrženy pro nejvzdálenější polohu těžiště, čímž jsou alespoň částečně dimenzovány. Osy portálového systému jsou navrženy jak z hlediska pohonu, tak statické únosnosti lineárního vedení. Díky tomu lze docílit požadovaných dynamických parametrů.

Hlavní nevýhodou navržené konstrukce tiskárny jsou její výrobní náklady. Ve všech osách bylo zvoleno lineární vedení s kuličkovými vozíky, jejichž cena se pohybuje okolo 2 000 Kč za vozík. Tyto vozíky se pohybují po kolejnicích, které mají díky své tuhosti značnou hmotnost. Což při návrhu každé osy ovlivnilo její celkovou hmotnost. Naopak toto zvolené lineární vedení je schopno přenést momenty vznikající při tiskových operacích. Tiskárna má díky výsuvnému rameni osy Z větší výšku než samotná tisková oblast. Tudíž se svojí velikostí hodí pro tisk ve venkovních prostorách, či výrobní hale.

7 ZÁVĚR

Bakalářské práce obsahuje konstrukční návrh experimentální 3D tiskárny na beton o rozměrech tiskové oblasti 2 x 2 x 1,5 metrů. Práce se zabývá pouze návrhem konstrukce tiskárny, s volbou polohovacích systémů, lineárního vedení a pohonů, naopak neobsahuje návrh řídicího systému, elektrického systému a rozvodu kabeláže. Hlavní cíl práce, stejně jako všechny ostatní dílčí cíle, byly úspěšně splněny.

V úvodní části práce je provedena rešerše metod 3D tisku betonu, a používaných druhů koncepcí tiskáren. Dále jsou zde popsány jednotlivé komponenty tiskárny, a jejich druhy, důležité pro následující konstrukční návrh. Následuje analýza problému a stanovení cíle bakalářské práce. V koncepční části jsou stanoveny tři varianty rámového řešení konstrukce tiskárny. Dále bylo zvolené koncepční řešení následně rozpracováno v konstrukční návrh, a byl vytvořen model celého zařízení.

Kontrola nosných částí závisí na volbě lineárního vedení, které bylo zvoleno tak, aby bylo schopno přenášet všechny síly a momenty vznikající při tisku. S ohledem na rozsah práce byly zhotoveny výpočty pouze vybraných dílů, odsouhlasených vedoucím práce. Ovšem pro další pokračování v návrhu této tiskárny, je potřeba zkontrolovat další kritická místa. Například důležitým úkonem bude muset být kontrola pojezdového vozíku pohybujícího se v ose Y, a obsahující rameno osy Z, pomocí MKP analýzy. Před samotnou montáží tiskárny bude nutné muset být proveden návrh montáže energetických řetězců, chránicí kabeláž řídicího a elektrického systému.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] How Crossrail is using 3D-printing to build its stations. *IanVisits* [online]. London, 2017 [cit. 2019-04-30]. Dostupné z: <https://www.ianvisits.co.uk/blog/2017/09/28/how-crossrail-is-using-3d-printing-in-its-stations/>
- [2] 3D printing of concrete structures. *ENCI* [online]. Eindhoven: R.J.M. Wolfs, 2015 [cit. 2019-04-14]. Dostupné z: <http://encistudieprijis.nl/wp-content/uploads/2015/12/2015-06-R.J.M.-Wolfs-Graduation-Thesis.pdf>
- [3] Contour crafting will develop Concrete 3D printer for Disaster Relief. *3Dprint.com* [online]. New York: Sarah Saunders, 2018 [cit. 2019-04-14]. Dostupné z: <https://3dprint.com/222125/contour-crafting-dod-contract/>
- [4] University of Southern California-Contour Crafting. *Additive manufacturing* [online]. California, 2015 [cit. 2019-04-14]. Dostupné z: <http://additivemanufacturing.com/2012/01/15/contour-crafting/>
- [5] WENG, Yiwei, Mingyang LI, Ming TAN a Shunzhi QIAN. Design 3D printing cementitious materials via Fuller Thompson theory and Marson-Percy model. *Construction and Building Materials* [online]. 2018, **163**, 600-610 [cit. 2019-04-14]. DOI: 10.1016/j.conbuildmat.2017.12.112. ISSN 09500618. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0950061817325175>
- [6] The world's largest Delta 3D printer creates nearly zero-cost homes out of mud. *Inhabitat* [online]. El Segundo: Lucy Wang, 2016 [cit. 2019-04-14]. Dostupné z: <https://inhabitat.com/worlds-largest-delta-style-3d-printer-can-print-nearly-zero-cost-housing-out-of-mud/>
- [7] China building world's largest 3D printer to construct houses. *3D printer and 3D printing news* [online]. Katwijk, 2014 [cit. 2019-04-14]. Dostupné z: <https://www.3ders.org/articles/20140625-china-building-world-largest-3d-printer-to-construct-houses.html>
- [8] 3D Printed, Livable Tiny House Built in Only 24 Hours by the Vesta V2 Concrete Printer. *3Dprint.com* [online]. New York: Clare Scott, 2016 [cit. 2019-04-14]. Dostupné z: <https://3dprint.com/139022/vesta-3d-printed-tiny-house/>

- [9] *Apis Core, robotics in construction* [online]. Boston, 2017 [cit. 2019-04-14]. Dostupné z: <https://www.apis-cor.com/>
- [10] SKAŘUPA, Jiří. *Průmyslové roboty a manipulátory* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2008 [cit. 2019-04-14]. ISBN 978-80-248-1522-0.
- [11] CyBe Construction Releasing 3D Printable Mortar in 2016, Eyes On-Site 3D Concrete Printing Next. *3Dprint.com* [online]. New York: Scott J Grunewald, 2015 [cit. 2019-04-14]. Dostupné z: <https://3dprint.com/111081/cybe-3d-printable-mortar/>
- [12] CyBe Construction Unveils New Mobile 3D Concrete Printer, the CyBe RC 3Dp. *3Dprint.com* [online]. New York: Sarah Saunders, 2016 [cit. 2019-04-14]. Dostupné z: <https://3dprint.com/158972/cybe-mobile-3d-concrete-printer/>
- [13] Minibuilders. *IAAC - Institute for advanced architecture of Catalonia* [online]. Barcelona, b.r. [cit. 2019-04-14]. Dostupné z: <https://iaac.net/project/minibuilders/>
- [14] Gantry Systems: Working Outside the Envelope. *Macron Dynamics* [online]. Phyllis Drive, b.r. [cit. 2019-04-14]. Dostupné z: <https://www.macrondynamics.com/job-stories/gantry-systems-overview>
- [15] TU Eindhoven starts using kingsize 3-D concrete printer. *PHYS.ORG* [online]. Eindhoven: Eindhoven University of Technology, 2015 [cit. 2019-04-14]. Dostupné z: <https://phys.org/news/2015-10-tu-eindhoven-kingsize-3d-concrete.html>
- [16] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, s.r.o., 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [17] *HIWIN, Motion control & systems* [online]. Brno, b.r. [cit. 2019-04-14]. Dostupné z: <https://www.hiwin.cz/>
- [18] *CNCshop.cz* [online]. Holasovice: CNC shop s.r.o., b.r. [cit. 2019-04-14]. Dostupné z: <http://www.cncshop.cz/>
- [19] *RAVEO, world of motion* [online]. Otrokovice: RAVEO, b.r. [cit. 2019-04-14]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz>
- [20] *FERONA a.s. - velkoobchod s hutním materiálem* [online]. FERONA a.s., b.r. [cit. 2019-04-30]. Dostupné z: <https://www.ferona.cz/>

- [21] Katalog Güdel HPG. *Güdel* [online]. b.r. [cit. 2019-04-17]. Dostupné z: <https://gudel.picturepark.com/Website/Download.aspx?DownloadToken=5ca91c5b-7001-4223-9a33-d1e0033dabe2&Purpose=AssetManager&mimetype=application/pdf>

- [22] Lineární jednotky: 8 výhod ozubeného hřebenu a pastorku. *Apex Dynamics Czech s.r.o.* [online]. Otrokovice: APEX DYNAMICS CZECH s.r.o., 2018 [cit. 2019-04-26]. Dostupné z: <https://www.apexdynaczech.cz/linearni-jednotky-8-vyhod-ozubeneho-hrebenu-pastorku/>

- [23] Katalog servo motor AKM2G 32G - Kollmorgen. *Kollmorgen* [online]. Radford, 2011 [cit. 2019-04-23]. Dostupné z: <https://www.kollmorgen.com/en-us/products/motors/servo/akm-series/akm2g/akm2g-servo-motor/>

- [24] Katalog servo motor AKM2G 42H - Kollmorgen. *Kollmorgen* [online]. Radford, 2011 [cit. 2019-04-25]. Dostupné z: <http://products.danahermotion.com/v41/ModelDetail.asp?PkgOrder=96&User=ServoMotor&Rnd=351>

- [25] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.

- [26] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

Zkratka – význam

FDM	Fused Deposition Modeling
3D	Třidimenzionální
CCC	Contour crafting Corporation
ČSN	Česká technická norma

Veličina – jednotka – význam

a_X	$[m \cdot s^{-2}]$	- zrychlení osy X
a_Y	$[m \cdot s^{-2}]$	- zrychlení osy Y
a_Z	$[m \cdot s^{-2}]$	- zrychlení osy Z
a	$[mm]$	- vzdálenost radiální síly pastorku osy X od ložiska A
α_X	$[^\circ]$	- úhel záběru pastorku osy X
α_Y	$[^\circ]$	- úhel záběru pastorku osy Y
α_Z	$[^\circ]$	- úhel záběru pastorku osy Z
b	$[mm]$	- vzdálenost ložiska A od ložiska B
C_0	$[N]$	- statická únosnost vozíku
f	$[-]$	- bezpečnostní faktor
f_h	$[-]$	- faktor tvrdosti
f_t	$[-]$	- teplotní faktor
f_w	$[-]$	- zátěžový faktor
F	$[N]$	- obvodová síla na povrchu hřídele
F_A	$[N]$	- radiální síla působící v ložisku A
F_{rpX}	$[N]$	- maximální radiální síla pastorku osy X
F_{rpY}	$[N]$	- maximální radiální síla pastorku osy Y
F_{rpZ}	$[N]$	- maximální radiální síla pastorku osy Z
$F_{rpřX}$	$[N]$	- maximální radiální síla ložiska převodovky osy X
$F_{rpřY}$	$[N]$	- maximální radiální síla ložiska převodovky osy Y
$F_{rpřZ}$	$[N]$	- maximální radiální síla ložiska převodovky osy Z
$\ddot{\phi}_X$	$[rad \cdot s^{-2}]$	- úhlové zrychlení motoru osy X
$\ddot{\phi}_Y$	$[rad \cdot s^{-2}]$	- úhlové zrychlení motoru osy Y
$\ddot{\phi}_Z$	$[rad \cdot s^{-2}]$	- úhlové zrychlení motoru osy Z
g	$[m \cdot s^{-2}]$	- gravitační zrychlení
i_X	$[-]$	- převod převodovky osy X
i_Y	$[-]$	- převod převodovky osy Y
i_Z	$[-]$	- převod převodovky osy Z
J_{redX}	$[kg \cdot m^2]$	- moment. setr. pastorku red. na hřídel motoru osy X
J_{redY}	$[kg \cdot m^2]$	- moment. setr. pastorku red. na hřídel motoru osy Y
J_{redZ}	$[kg \cdot m^2]$	- moment setr. pastorku red. na hřídel motoru osy Z

J_{pX}	$[kg \cdot m^{-2}]$	- moment setrvačnosti pastorku osy X
J_{pY}	$[kg \cdot m^{-2}]$	- moment setrvačnosti pastorku osy Y
J_{pZ}	$[kg \cdot m^{-2}]$	- moment setrvačnosti pastorku osy Z
J_{mX}	$[kg \cdot m^{-2}]$	- moment setrvačnosti motoru osy X
J_{mY}	$[kg \cdot m^{-2}]$	- moment setrvačnosti motoru osy Y
J_{mZ}	$[kg \cdot m^{-2}]$	- moment setrvačnosti motoru osy Z
$J_{přX}$	$[kg \cdot m^{-2}]$	- moment setrvačnosti převodovky osy X
$J_{přY}$	$[kg \cdot m^{-2}]$	- moment setrvačnosti převodovky osy Y
$J_{přZ}$	$[kg \cdot m^{-2}]$	- moment setrvačnosti převodovky osy Z
J_h	$[kg \cdot m^2]$	- moment setrvačnosti rozvodové hřídele
L_1	$[mm]$	- vzdálenost dvou vozíků osy Y v ose Y
L_2	$[mm]$	- vzdálenost dvou vozíků osy Y v ose X
L_X	$[mm]$	- životnost lineárního vedení osy X
L_Y	$[mm]$	- životnost lineárního vedení osy Y
L_Z	$[mm]$	- životnost lineárního vedení osy Z
l_{min}	$[mm]$	- minimální délka pera
m_X	$[kg]$	- hmotnost osy X
m_Y	$[kg]$	- hmotnost osy Y
m_Z	$[kg]$	- hmotnost osy Z
M_X	$[mm]$	- modul pastorku osy X
M_Y	$[mm]$	- modul pastorku osy Y
M_Z	$[mm]$	- modul pastorku osy Z
M'_{mX}	$[Nm]$	- návrhový požadovaný kroutící moment motoru osy X
M'_{mY}	$[Nm]$	- návrhový požadovaný kroutící moment motoru osy Y
M'_{mZ}	$[Nm]$	- návrhový požadovaný kroutící moment motoru osy Z
M_{yZ}	$[Nm]$	- momentové zatížení vozíku osy Z od zrychlení osy X
M_{zZ}	$[Nm]$	- momentové zatížení vozíku osy Z od zrychlení osy Y
M_{mX}	$[Nm]$	- požadovaný kroutící moment motoru osy X
M_{mY}	$[Nm]$	- požadovaný kroutící moment motoru osy Y
M_{mZ}	$[Nm]$	- požadovaný kroutící moment motoru osy Z
M_{maxX}	$[Nm]$	- moment na výstupu převodovky osy X
M_{maxY}	$[Nm]$	- moment na výstupu převodovky osy Y
M_{maxZ}	$[Nm]$	- moment na výstupu převodovky osy Z
M_{mXmax}	$[Nm]$	- špičkový moment motoru osy X
M_{mYmax}	$[Nm]$	- špičkový moment motoru osy Y
M_{mZmax}	$[Nm]$	- špičkový moment motoru osy Z
M_{xY}	$[Nm]$	- momentové zatížení vozíku osy Y od zrychlení osy X
M_{yY}	$[Nm]$	- momentové zatížení vozíku osy Y od zrychlení osy Y
n_X	$[ot/min]$	- otáčky osy X
n_Y	$[ot/min]$	- otáčky osy Y
n_Z	$[ot/min]$	- otáčky osy Z
η_X	$[\%]$	- účinnost převodovky osy X
η_Y	$[\%]$	- účinnost převodovky osy Y
η_Z	$[\%]$	- účinnost převodovky osy Z

η_{pX}	[%]	- účinnost převodu pastorku osy X
η_{pY}	[%]	- účinnost převodu pastorku osy Y
η_{pZ}	[%]	- účinnost převodu pastorku osy Z
p_D	[MPa]	- dovolený tlak na bocích drážek
p_0	[MPa]	- základní hodnota tlaku pro ocel
P_{xZ}	[N]	- radiální zatížení vozíku osy Z od zrychlení osy X
P_{yZ}	[N]	- radiální zatížení vozíku osy Z od zrychlení osy Y
P_{eZ}	[N]	- radiální ekvivalentní zatížení vozíku osy Z
P_{eY}	[N]	- radiální ekvivalentní zatížení vozíku osy Y
P_{xY}	[N]	- radiální zatížení vozíku osy Y od zrychlení osy X
P_{zY}	[N]	- radiální zatížení vozíku osy Y od zrychlení osy Y
P_{ryXA}	[N]	- radiální zatížení vozíku A osy X od zrychlení osy Y
P_{ryXB}	[N]	- radiální zatížení vozíku B osy X od zrychlení osy Y
P_{rzXA}	[N]	- radiální zatížení vozíku A osy X od zrychlení osy X
P_{rzXB}	[N]	- radiální zatížení vozíku B osy X od zrychlení osy X
P_{rXA}	[N]	- výsledné radiální zatížení vozíku A osy X
P_{rXB}	[N]	- výsledné radiální zatížení vozíku B osy X
P	[N]	- ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
t	[mm]	- hloubka drážky pro pero v hřídeli
v_X	[m · s ⁻¹]	- rychlost posuvu osy X
v_Y	[m · s ⁻¹]	- rychlost posuvu osy Y
v_Z	[m · s ⁻¹]	- rychlost posuvu osy Z
x_{tZ}	[mm]	- vzdálenost v ose X těžiště osy Z od vozíku osy Z
x_{pZ}	[mm]	- vzdálenost pastorku v ose X osy Z od vozíku osy Z
x_{pY}	[mm]	- vzdálenost pastorku v ose X osy Y od vozíku osy Y
x_{tX}	[mm]	- vzdálenost v ose X těžiště osy X od vozíku osy X
x_{tY}	[mm]	- vzdálenost v ose X těžiště osy Y od vozíku osy Y
X	[-]	- součinitel radiálního zatížení
y_{tZ}	[mm]	- vzdálenost v ose Y těžiště osy Z od vozíku osy Z
y_{pZ}	[mm]	- vzdálenost pastorku v ose Y osy Z od vozíku osy Z
y_{pY}	[mm]	- vzdálenost pastorku v ose Y osy Y od vozíku osy Y
y_{tX}	[mm]	- vzdálenost v ose Y těžiště osy X od vozíku osy X
y_{tY}	[mm]	- vzdálenost v ose Y těžiště osy Y od vozíku
z_X	[-]	- počet zubů pastorku osy X
z_Y	[-]	- počet zubů pastorku osy Y
z_Z	[-]	- počet zubů pastorku osy Z
z_{tZ}	[mm]	- vzdálenost v ose Z těžiště osy Z od vozíku
z_{pY}	[mm]	- vzdálenost pastorku v ose Z osy Y od vozíku osy Y
z_{pX}	[mm]	- vzdálenost pastorku v ose Z osy X od vozíku osy X
z_{tX}	[mm]	- vzdálenost v ose Z těžiště osy X od vozíku osy X
z_{tY}	[mm]	- vzdálenost v ose X těžiště osy Y od vozíku

10 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1-1	Tištěné panely stanice Londýnského metra [1]	13
Obr. 2-1	Metoda Contour Crafting společnosti CCC [4]	14
Obr. 2-2	Metoda Concrete printing [2].....	15
Obr. 2-3	Metoda D-shape firmy Enrico Dini [2]	16
Obr. 2-4	Rámová portálová konstrukce [5].....	16
Obr. 2-5	Rámová delta konstrukce [6]	17
Obr. 2-6	Robotické výsuvné rameno firmy Apis-Cor [9]	18
Obr. 2-7	Robotický 3D tisk firmy CyBe [11].....	18
Obr. 2-8	Mobilní robotická tiskárna firmy CyBe RC 3Dp [12]	19
Obr. 2-9	Mobilní roboti Minibuilders [13]	20
Obr. 2-10	Portálový systém rámové tiskárny [15]	21
Obr. 2-11	Kuličkový šroub v kombinaci s kuličkovou maticí [17]	22
Obr. 2-12	Ozubený hřeben s pastorkem [17]	23
Obr. 2-13	Vedení lineárním motorem [17]	23
Obr. 2-14	Konstrukce lineárního kolejnicového vedení od firmy HIWIN [17]	24
Obr. 2-15	Otevřené kuličkové pouzdro [18]	24
Obr. 2-16	Vodící tyč podepřená po délce v kombinaci s otevřeným kuličkovým pouzdem [18]	24
Obr. 2-17	Krokový motor od firmy HIWIN [17]	25
Obr. 2-18	Servomotor od firmy HIWIN [17]	26
Obr. 4-1	Návrh koncepčního řešení rámové 3D tiskárny – varianta A	29
Obr. 4-2	Momentové a silové působení – varianta A	30
Obr. 4-3	Momentové působení na vozík lineárního vedení [17].....	31
Obr. 4-4	Návrh koncepčního řešení rámové 3D tiskárny – varianta B	32
Obr. 4-5	Silové a momentové působení – varianta B	32
Obr. 4-6	Průhyb osy nosníku osy Y	33
Obr. 4-7	Varianty uchycení osy Y; (a) použití jednoho nosníku; (b) použití dvou nosníků.	34
Obr. 4-8	Návrh koncepčního řešení rámové 3D tiskárny – varianta C	35

Obr. 5-1	Konstrukce 3D tiskárny na beton; (1- osa Z, 2- pojezdový vozík osy Y, 3- portál, 4- rám tiskárny, 5- tisková hlava);	40
Obr. 5-2	Rám tiskárny; (1- rozpěrná tyč, 2- hlavní nosník, 3- stojná noha, 4- opěrná noha);	41
Obr. 5-3	Spojení noh.....	41
Obr. 5-4	Spojení rozpěrnou tyčí	42
Obr. 5-5	Uložení portálu; (1- zarážka, 2- profil U, 3- kolejnice osy Y, 4- kuličkový vozík, 5- montáž nosníků);	43
Obr. 5-6	Uložení portálu; (6- ozubený hřeben osy Y, 7- ložiskový domek, 8- uložení pojezdové sestavy portálu, 9- hřeben osy X, 10- rozvodová hřídel);	43
Obr. 5-7	Pojezdový vozík; (1- pohon osy Z, 2- pastorek osy Z, 3- vedení osy Y, 4- vedení osy Z, 5- silentblok, 6- pohon osy Y, 7- pastorek osy Y);.....	44
Obr. 5-8	Model extrudéru [26].....	45
Obr. 5-9	Uchycení extrudéru.....	45
Obr. 5-10	Konstrukční uspořádání osy Z; (1- pastorek; 2- kolejnice; 3- kuličkový vozík; 4- servomotor; 5- převodovka; 6- pojezdový vozík osy Y; 7- ozubený hřeben);	46
Obr. 5-11	Poloha těžiště – osa Z	48
Obr. 5-12	Únosnosti lineárního vedení HGH	49
Obr. 5-13	Konstrukční uspořádání osy Y; (1- nosný profil osy Z; 2- pastorek; 3- kolejnice; 4- ozubený hřeben; 5- pojezdový vozík; 6- vozík lineárního vedení; 7- převodovka; 8- motor; 9- nosník osy Y);	51
Obr. 5-14	Návrh osy Y.....	54
Obr. 5-15	Konstrukční uspořádání osy X; (1- pastorek; 2- vozík lineárního vedení; 3- kolejnice; 4- ozubený hřeben; 5- ložiskový domek; 6- rozvodová hřídel; 7- převodovka; 8- motor);.....	57
Obr. 5-16	Návrh osy X.....	59
Obr. 5-17	Uložení hřídele.....	63
Obr. 5-18	Spojení hřídele s pastorkem	63
Obr. 5-19	Zajištění pastorku	64

11 SEZNAM TABULEK

Tab. 4-1	Silové a momentové působení – varianta A	31
Tab. 4-2	Silové a momentové působení – varianta B	33
Tab. 4-3	Porovnání konstrukčních řešení osy Y	34
Tab. 4-4	Silové a momentové působení – varianta C	36
Tab. 4-5	Porovnání všech variant z hlediska sil.....	36
Tab. 4-6	Porovnání všech variant z hlediska momentů	37
Tab. 5-1	Zrychlení os	39